

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Formátovací pila
Sizing Saw

Student:
Vedoucí diplomové práce:

Bc. Radim Slanina
doc. Ing. Jiří Havlík Ph.D.

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radim Slanina**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Formátovací pila**
Sizing Saw

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete formátovací pilu na polotovary ze dřeva, dále vyřešte:

1. Výkon pohonu kotoučů podle formátovaného materiálu
2. Průměr řezných kotoučů podle formátovaných desek
3. Dva kotouče – řezný a předřezný
4. Naklápění obou kotoučů
5. Ruční lineární posuvy

Písemná část práce bude obsahovat cca 60 stran textu mimo přílohy. Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

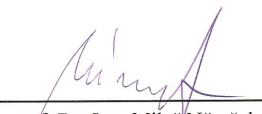
BOLEK, A. A KOL. *Části strojů 1,2*. SNTL Praha 1990, ISBN 80-03-000426-7, 775 a 706 s..
DEJL, Z. : *Konstrukce strojů a zařízení I.*, Montanex Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3, 225 s.
DRASTÍK, F. : *Strojnické tabulky*, Montanex Ostrava, 1999, ISBN 80-85780-98-X, 722 s.
KŘÍŽ, R.: *Strojnické tabulky II. Pohony*, Montanex Ostrava, 1997, ISBN 80-85780-51-8, 213 s.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. : *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, ISBN 80-248-0878-1, 2005, 72 s.
NĚMČEK, M. : *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
Katalogy ložisek.
Firmní literatura.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**


Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry





prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было сједнано, же с VŠB-TUO, в případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- было сједнано, же užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же оdevздáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....
Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Radim Slanina

Adresa trvalého pobytu autora práce: Horní 122, Nové Sedlice 747 06

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za odborné vedení, všestrannou pomoc a za ochotu poskytnut cenné připomínky a rady.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SLANINA, R. Formátovací pila. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů 2010, 68 s. Diplomová práce, Vedoucí práce: Havlík, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem formátovací pily bez přídavných stolů. Toto zařízení slouží primárně k rozřezávání velkoplošného materiálu na jednotlivé formáty, především dřevěného původu, ale může se také použít například pro řezání plastů. V úvodu je seznámení s funkcemi a hlavními částmi formátovací pily. Jádrem práce se skládá z několika částí a to z konstrukce stolu pily, naklápěcího mechanismu, lineárního posuvu a formátovacího stolu. Samotný návrh hlavního a předřezového pohonu se zabývá volbou elektromotoru, řemenového převodu a uložení hřídele. Závěr obsahuje zhodnocení práce a dosažených cílů.

ANNOTATION DIPLOMARBEIT

SLANINA, R. Dimensionierung sah. Ostrava: VŠB-Technischen Universität Ostrava, Fakultät für Maschinenbau, Katheder der Teile und Mechanismen der Maschinen, 2010, 68 s. Diplomarbeit, Leiter Arbeit: Havlík, J.

Die Diplomarbeit befasst sich mit dem Entwurf einer Formatsäge ohne der Zusatzische. Dieses Gerät dient zum zersägen eines Großformatiges material auf einzelne Formate, vor allem hölzerner Herkunft, es kann auch zum sägen von Plastik verwendet werden. In der Einleitung ist die Kenntnissnahme mit den Funktionen und Hautteilen der Formatsäge. Das Kern der Arbeit setz sich zusammen aus einigen Teilen und dass aus der Konstruktion der Säge, des Kippmechanismus, des Linearvorschubs und des Formatierungstisch. Der alleinige Entwurf des Haupt- und des Vorschnittantriebs befasst sich mit der Wahl des Elektromotors, des Riemenantriebs und der Wellenlagerung. Das Nachwort enthält die Auswertung der Arbeit und der Erreichten Ziele.

Obsah diplomové práce

Seznam použitého značení a jejich základních jednotek	10
1 Úvod	13
1.1 Cíle diplomové práce	15
2 Návrh konstrukce pily a pohonu.....	16
2.1 Konstrukce rámu pily	16
2.2 Návrh a konstrukce pojízdného formátovacího stolu.....	18
2.3 Návrh pohonu hlavního řezného a předřezového kotouče	19
2.3.1 Návrh obou pohonů a řezných parametrů	21
2.3.2 Volba hlavního motoru	22
2.3.3 Volba předřezového motoru	22
2.4 Kontrola pohonu a rychlost posuvu	23
2.4.1 Tvrdost dřeva	23
2.4.2 Kontrola hlavního pohonu a rychlost posuvu obrobku.....	24
2.4.3 Kontrola pohonu předřezu a stanovení rychlosti posuvu obrobku	27
3 Návrh a kontrola řemenových převodů	29
3.1 Návrh a kontrola řemenového převodu hlavního pohonu.....	29
3.1.1 Volba typu řemene	29
3.1.2 Výpočet délky řemene a počtu řemenů.....	30
3.1.3 Sílové poměry v řemenovém převodu a kontrola ohybové frekvence	32
3.2 Návrh a kontrola drážkovaného řemenu	33
4 Výpočet přenosu krouticího momentu pomocí třecích kotoučů.....	36
4.1 Celková síla působící v ose šroubu	36
4.2 Návrh a kontrola šroubu	37
5 Návrh a výpočet hřídele.....	40
5.1 Působení sil na hřídel (obr. 5.1)	40
5.2 Výpočet reakcí hřídeli	40
5.3 Návrh průměrů hnací hřídele z krouticího momentu	43
5.4 Statická kontrola hřídele	44
5.4.1 Statická kontrola v místě 1.....	45

5.4.2	Statická kontrola v místě 2.....	45
5.4.3	Statická kontrola v místě 3.....	46
5.5	Dynamická kontrola hřídele.....	47
5.5.1	Dynamická kontrola v místě 2.....	47
5.5.2	Dynamická kontrola v místě 3.....	48
5.6	Kontrola pera hlavní hřídele.....	50
6	Návrh a výpočet hřídele předřezu.....	52
6.1	Působení sil na hřídel.....	52
6.2	Návrh a kontrola hřídele.....	52
7	Návrh a výpočet ložisek hlavní hřídele.....	53
7.1	Ekvivalentní statické zatížení.....	53
7.2	Ekvivalentní dynamické zatížení.....	53
8	Stanovení sil vnitřního mechanismu.....	55
8.1	Stanovení působících sil v naklápěcím mechanismu.....	56
8.1.1	Výpočet sil potřebné k naklopení.....	57
8.1.2	Výpočet čepu pro naklápěcí tyč.....	59
8.2	Stanovení sil v předřezu.....	60
8.3	Kontrola a návrh zvedání hlavního pilového kotouče.....	62
9	Závěr.....	65
	Použitá literatura.....	67
	Seznam příloh.....	69

Seznam použitého značení a jejich základních jednotek

Délkový rozměr	A, B, L	$[mm]$
Dynamická, statická únosnost	C, C_0	$[N]$
Průměr řezného kotouče	D_h	$[mm]$
Průměr předřezu	D_p	$[mm]$
Osová síla	F_o	$[N]$
Třecí síla	$F_{tře}$	$[N]$
Celková síla	F	$[N]$
Tečná síla	F_t	$[N]$
Normálová síla	F_n	$[N]$
Napínací síla	F_u	$[N]$
Řezná síla	F_c	$[N]$
Síla na zub	F_{zub}	$[N]$
Radiální, axiální zatížení	F_r, F_a	$[N]$
Síla působící na pero	$F_{1ř}, F_{2ř}$	$[N]$
Tíha tělesa	G	$[kg \cdot m \cdot s^{-2}]$
Hloubka řezu	H	$[mm]$
Nosná hloubka závitu	H_1	$[mm]$
Počet řemenů	K	$[-]$
Délka řemene	L_p	$[mm]$
Trvanlivost ložiska	L_{2m}	$[otáček]$
Utahovací moment	M_U	$[N \cdot m]$
Třecí moment	M_T	$[N \cdot m]$
Ohybový moment	M_o	$[N \cdot m]$
Krouticí moment hlavní	M_{Kh}	$[N \cdot m]$
Jmenovitý moment	M_N	$[N \cdot m]$
Krouticí moment	M_k	$[N \cdot m]$
Výkon motoru	P_{el}	$[W]$
Stoupání závitu	P	$[mm]$
Řezný výkon	$P_{ř}$	$[W]$
Diagramový výkon	P_v	$[W]$
Mezní únavové zatížení	P_u	$[N]$
Ekvivalentní statické, dynamické zatížení	P_0, P	$[N]$
Reakce celková	R	$[N]$
Reakce tečná a normálová	R_t, R_n	$[N]$

Reakce v podporách	R_a, R_b	$[N]$
Reakce	S_a, S_b	$[N]$
Plocha třísky	S_{tr}	$[mm^2]$
Modul průřezu v krutu	W_k	$[mm^3]$
Modul průřezu v ohybu	W_o	$[mm^3]$
Délkový rozměr	a, b, c, r, h	$[mm]$
Šířka pilového kotouče	a_p	$[mm]$
Předběžná osová vzdálenost	a'	$[mm]$
Součinitel trvanlivosti ložisek	a_{SKF}	$[-]$
Šířka pera	$b_{\bar{r}}$	$[mm]$
Provozní součinitel	c_2	$[-]$
Velký průměr závitů	d_2	$[mm]$
Malý průměr závitů	d_3	$[mm]$
Průměr čepu	d	$[mm]$
Průměr řemenic	d_p	$[mm]$
Průměry hřídele	$d_L, d_m, d_{\bar{r}}$	$[mm]$
Součinitel smykového tření	f	$[-]$
Ohybová frekvence	f_o	$[s^{-1}]$
Posuv na zub	f_z	$[mm \cdot zub^{-1}]$
Tření v kluzném pouzdře	f_l	$[-]$
Gravitační zrychlení	g	$[m \cdot s^{-2}]$
Výška matice	h_m	$[mm]$
Výška pera	$h_{\bar{r}}$	$[mm]$
Převodový poměr skutečný	i_{sk}	$[-]$
Bezpečnosti	k	$[-]$
Délkové rozměry	k, l, h, m, u	$[mm]$
Statická bezpečnost	k_s	$[-]$
Dynamická bezpečnost	k_d	$[-]$
Celková bezpečnost	k_c	$[-]$
Skutečná délka pera	$l_{\bar{r}}$	$[mm]$
Hmotnost naklápěcího mechanismu	m	$[kg]$
Hmotnost hlavního pohonu	m_h	$[kg]$
Hmotnost předřezu	m_p	$[kg]$
Otáčky	n	$[min^{-1}]$
Jmenovité otáčky motoru	n_N	$[min^{-1}]$

Měrný tlak	p	$[MPa]$
Dovolený tlak v závitu	p_D	$[MPa]$
Dovolený tlak u pera	p_{Dov}	$[MPa]$
Tlak v náboji a hřídeli	$p_{2\tilde{r}}, p_{1\tilde{r}}$	$[MPa]$
Skluz řemene	s	$[\%]$
Statická únosnost ložisek	s_0	$[-]$
Hloubka drážky pro pero v hřídeli	$t_{\tilde{r}}$	$[mm]$
Hloubka drážky pro pero v náboji	$t_{1\tilde{r}}$	$[mm]$
Obvodová rychlost	v	$[m \cdot s^{-1}]$
Řezná rychlost	$v_{\tilde{r}}$	$[m \cdot s^{-1}]$
Počet závitu	z	$[-]$
Počet zubů hlavního kotouče	z_c	$[-]$
Počet zubů předřezu	z_p	$[-]$
Počet zubů v záběru	z_z	$[-]$
Úhel ve stupních	α, β, γ	$[\circ]$
Součinitel tvaru vrubu	α_o, α_k	$[-]$
Vrubový součinitel	$\beta_{2,3}$	$[-]$
Úhel odpovídající max. tloušťce	φ	$[\circ]$
Úhel záběru pily	ψ	$[\circ]$
Součinitel velikosti	$\varepsilon_{v2,3}$	$[-]$
Součinitel jakosti povrchu	$\eta_{p2,3}$	$[-]$
Účinnost řemenového převodu	$\eta_{\tilde{r}p}$	$[-]$
Účinnost ložisek	η_L	$[-]$
Mez únavy hladkého vzorku	σ_C	$[MPa]$
Mez únavy reálné součásti	σ_C^*	$[MPa]$
Ohybové napětí	σ_o	$[MPa]$
Napětí v tahu	σ_t	$[MPa]$
Redukované napětí podle Guesta	σ_{red}	$[MPa]$
Redukované napětí podle HMM	σ_{red}^{HMM}	$[MPa]$
Dovolené namáhání v krutu	τ_{Dk}	$[MPa]$
Napětí v krutu	τ_k	$[MPa]$
Napětí ve stříhu	τ_s	$[MPa]$
Uhlová rychlost	ϖ	$[rad \cdot s^{-1}]$

1 Úvod

Formátovací pily jsou primárně určeny pro rozřezávání velkoplošného materiálu na jednotlivé formáty, především dřevěného původu, ale může se také použít například pro řezání plastů.

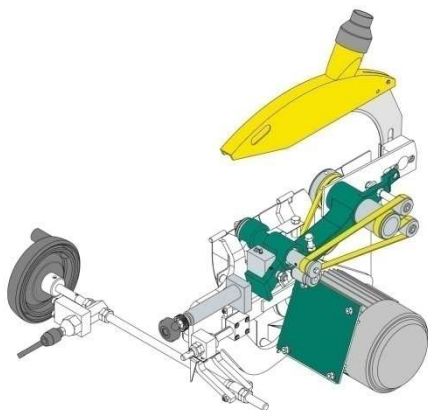
Formátovací pila (obr. 1.1) se skládá z několika hlavních částí a to je formátovací stůl a řezné kotouče. Ve většině případů jsou použity dva a to hlavní a předřezový. Menší pilový kotouč je označen jako předřezový, ten se točí proti směru hlavního kotouče a nařezává materiál ze spodní plochy do malé hloubky několika milimetrů dle nastavení. S předřezem lze velmi kvalitně řezat i laminované dřevotřískové desky bez rizika zaštípaní spodní hrany řezu. Kotouče se můžou naklápět, a proto umožňují řez také pod úhlem většinou do 45°.

Dalším důležitým parametrem formátovací pily je délka posuvného stolu. Pily jsou standardně vybaveny příčným zkracovacím pravítkem a podélným pravítkem. Dále jsou pily vybaveny o podpěrný rám s podpěrným ramenem, odsávacím zařízením pilin jak horním tak spodním.

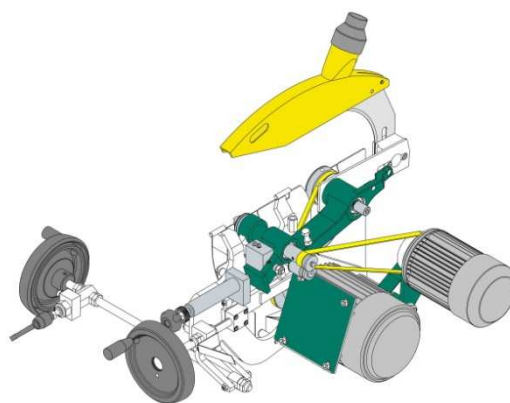


Obr. 1.1 Formátovací pila Rojek

Řezné kotouče pohání buď společný motor (obr. 1.2), nebo každý řezný kotouč má vlastní pohon (obr. 1.3). Společný motor se používá u nejnižších řad pil a skýtá v sobě několik nevýhod jako například permanentní zapojení obou kotoučů, a hlavně se používá pro méně náročné řezy. Naopak pohon kotoučů samostatným motorem je použit ve většině případů, kvůli jeho výkonnosti.



Obr. 1.2 Pohon jedním motorem



Obr. 1.3 Pohon dvěma motory

Na trhu je spousta výrobců formátovacích pil (Rojek, Altendorf, Robland, Felder, Griggio, Kusing, Casolin...), tito výrobci nabízejí spoustu modelů, od základních modelů (obr. 1.4), až po modely nejvyšších řad (obr. 1.5), které jsou už řízené pomocí počítačů.



Obr. 1.4 Model Altendorf WA6



Obr. 1.5 Model Aldendorf F45

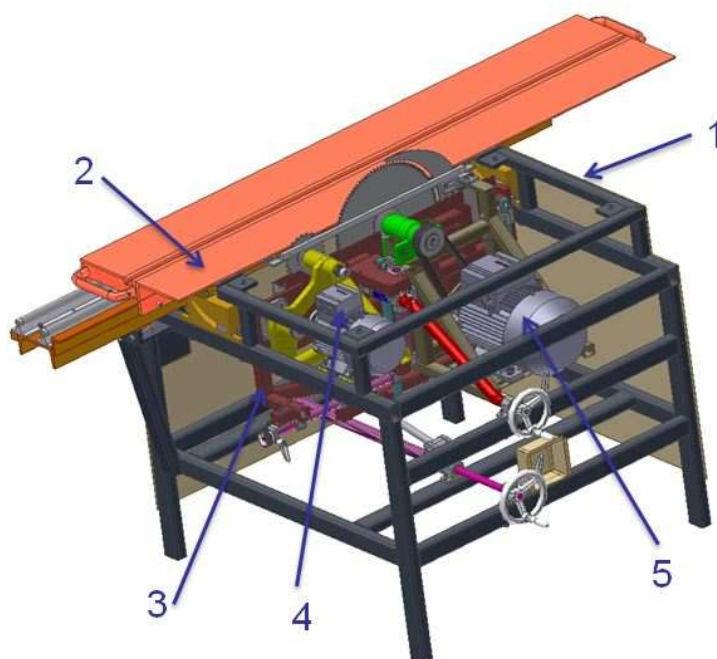
1.1 Cíle diplomové práce

Cílem diplomové práce bylo navrhnout formátovací pilu na polotovary ze dřeva. Použití této pily bude hlavně pro domácí využití a menší provozy, s touto pilou se nebude pracovat nepřetržitě jako ve velkých dřevozpracujících firmách.

Pila by měla splňovat základní požadavky, jako jsou:

- Jednoduchá a levná konstrukce
- Snadné ovládání pily pomocí lineárních posuvů
- Pojízdný formátovací stůl
- Řezný a předřezový kotouč se samostatným pohonem
- Jednoduché naklápění řezných kotoučů o 45°

Aby byla zajištěna levná výroba pily, bylo využito co nejvíce normalizovaných součástí. Převážná část rámu a dílčích mechanismů má svařovanou konstrukci, kde bylo využito hlavně tenkostěnných profilů. Návrh pily se rozčlenil na několik částí a poté se jednotlivé části řešily zvlášť.



1. Rám pily
2. Formátovací stůl
3. Naklápěcí rám
4. Pohon předřezu
5. Hlavní pohon

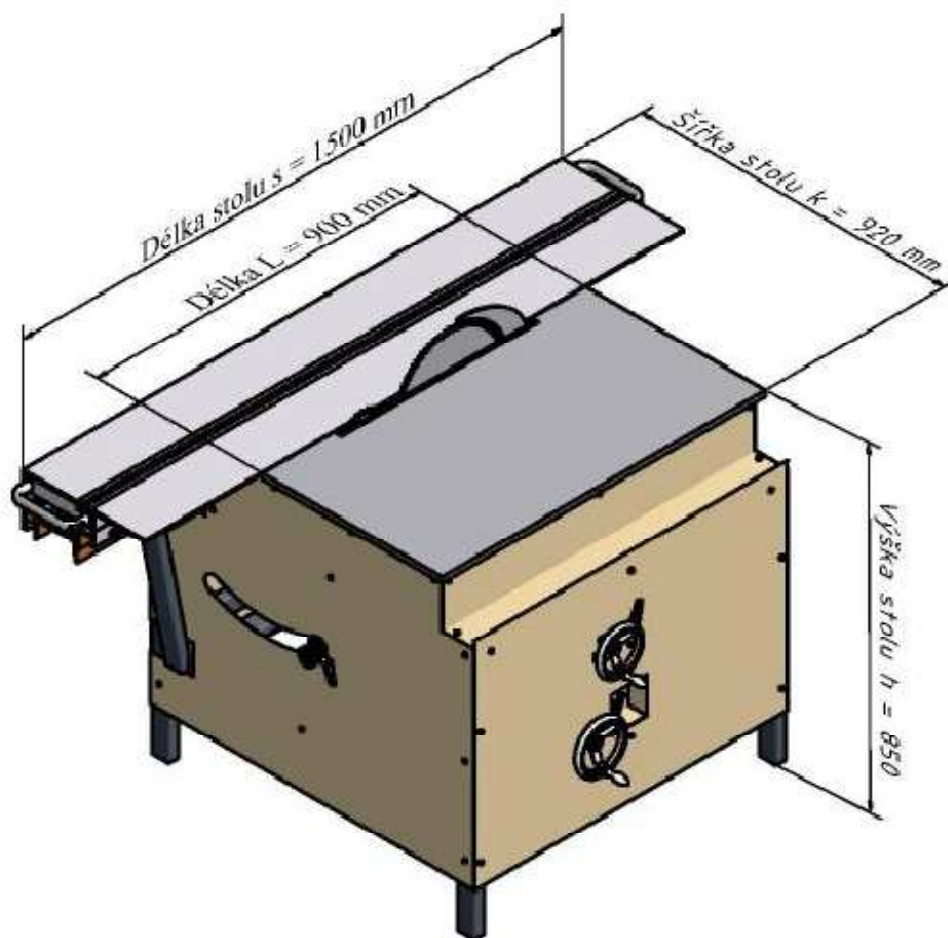
Obr. 1.6 Části formátovací pily

Návrh formátovací pily byl zaměřen pouze na návrh hlavní řezné části pily. To znamená, že tato pila by se měla dále rozšířit o podpěrné stoly a doplnit vodícími pravítky. Což není již obsahem této práce.

2 Návrh konstrukce pily a pohonu

Jak už bylo zmíněno, pila se bude používat hlavně pro „hoby“ použití. Proto byl záměr zhotovit pilu tak, aby byla konstrukce jednoduchá a levná.

Nejdříve se stanovily základní rozměry formátovací pily (obr. 2.1), což jsou výška, šířka, délka formátovacího stolu a jeho maximální posun.

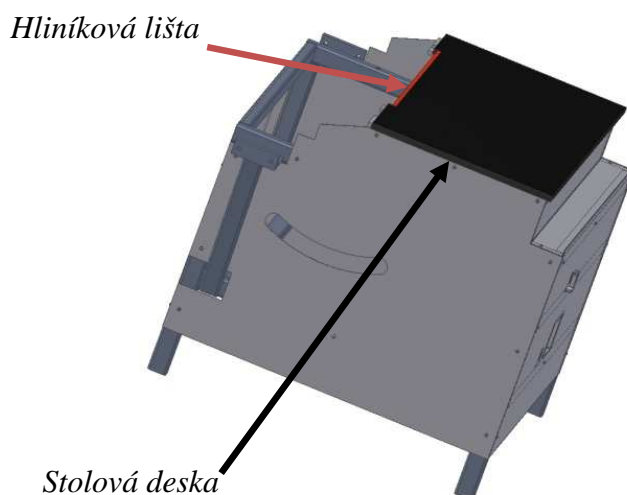


Obr. 2.1 Model pily

2.1 Konstrukce rámu pily

Rám pily, je svařen z tenkostěnných uzavřených profilů, profily jsou z materiálu 11 343. Na obr. 2.2 můžeme vidět jednotlivé profily:

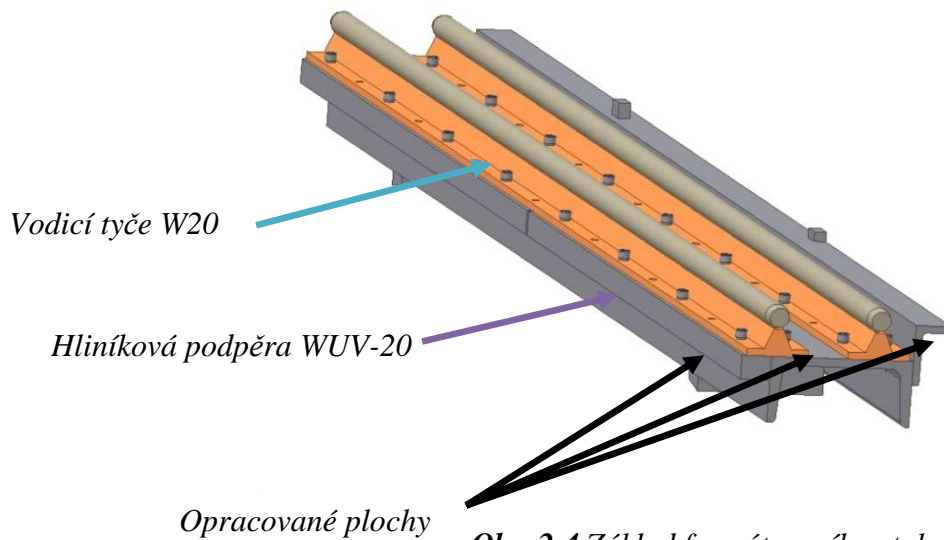
- šedou barvou je zvýrazněn obdélníkový profil TR OBD 50x30x3
- modrou barvou čtvercový profil TR 4HR 30x2

**Obr. 2.2** Svařený rám pily**Obr. 2.3** Celý rám pily

Na rámu stolu je přišroubována základní stolová deska (obr. 2.3), která je z oceli 11 343, povrch desky je vybroušen. K stolové desce je dále přišroubovaná hliníková lišta, která slouží k vymezení štěrbiny mezi pilovým kotoučem a stolovou deskou.

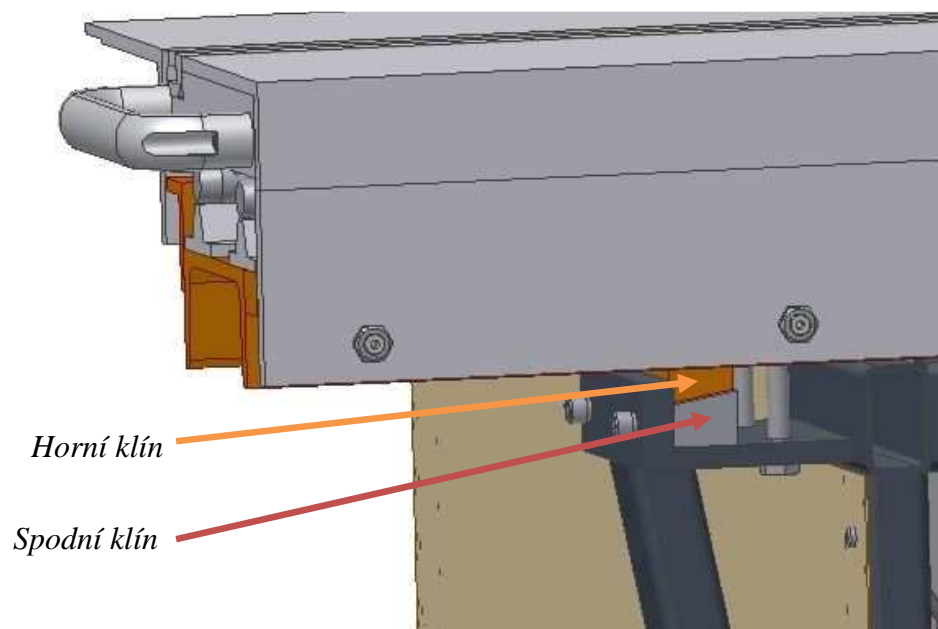
Plášť stolu tvoří pozinkovaný plech (obr. 2.3), který je ke stolu přišroubován.

K rámu pily je připevněna základna pro formátovací stůl.

**Obr. 2.4** Základ formátovacího stolu

Na obr. 2.4 je vidět tvar základny pro formátovací stůl. Tato základna je tvořena svařenými ocelovými profily, ty jsou na obr. 2.4 znázorněny šedou barvou. Stůl má opracovány tři pojezdové plochy, které jsou označeny na obr. 2.4. Dále se skládá z vodicích tyčí W20 od firmy Matis [16]. Tyto tyče jsou indukčně kaleny a broušeny. Vodicí tyče jsou připevněny hliníkovými podpěrami WUV-20 od stejné firmy Matis [16].

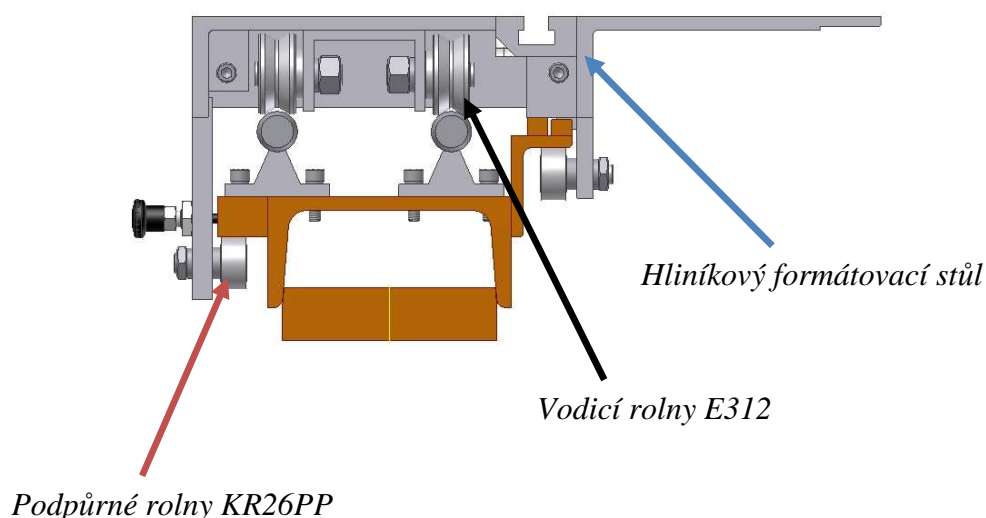
Další důležitý prvek je seřizování polohy formátovacího stolu vůči hlavnímu stolu pily. To se provádí pomocí šroubů a dvou klínů (obr. 2.5), horní klín je přivařen k základu pro formátovací stůl a spodní klín se přitahuje, nebo odtahuje od stolu pily pomocí šroubu. Po seřízení polohy formátovacího stolu se poloha zajistí šrouby. Tento jednoduchý mechanismus je i na opačné straně stolu.



Obr. 2.5 Seřizování formátovacího stolu

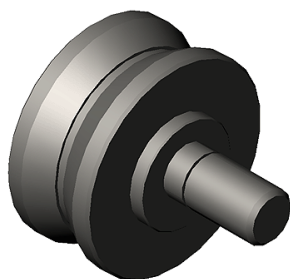
2.2 Návrh a konstrukce pojízdného formátovacího stolu

Pojízdný formátovací stůl (obr. 2.6) je svařen z hliníkových profilů. Horní strana stolu je srovnána a je zde vyfrézována jedna T drážka pro upínání příslušenství.

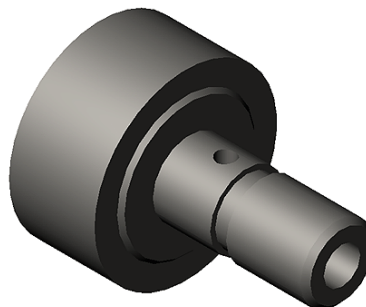


Obr. 2.6 Celá konstrukce formátovacího stolu

K pojezdu stolu po vedení slouží vodící rolly excentrické E312 (obr. 2.7) od firmy T.E.A. Technik [17]. Excentrické z toho důvodu, že se nastaví přesně jejich hladký chod a vymezí se vůle v pohybu. Na spodní části jsou umístěny podpůrné rolly (obr. 2.8) také excentrické typu KR26PP od téže firmy.

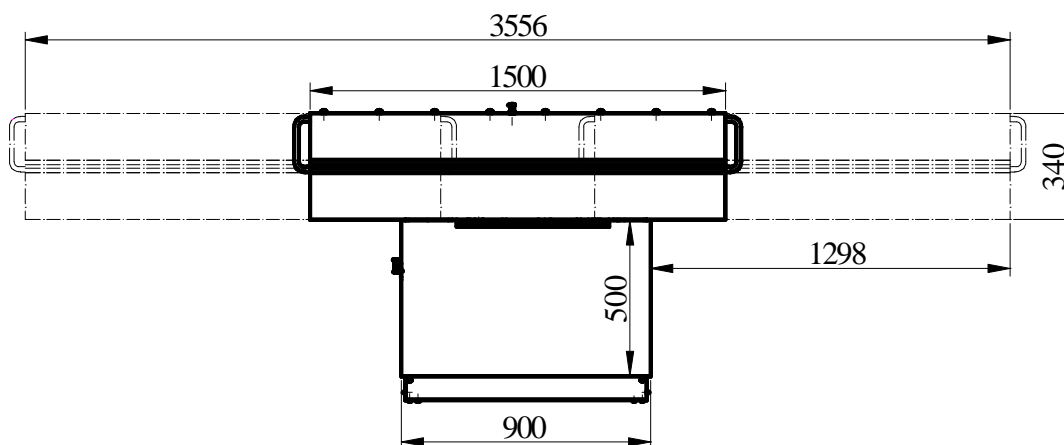


Obr. 2.7 Vodící rolly



Obr. 2.8 Podpůrná rolly

Formátovací stůl (obr. 2.9) má délku 1500 [mm], celkové jeho rozpětí posuvu je 3556 [mm]. Délka řezu na jeden pohyb stolu je 2050 [mm].



Obr. 2.9 Velikost rozsahu pohybu stolu

2.3 Návrh pohonu hlavního řezného a předřezového kotouče

V první řadě se musí zvolit druh a velikost pilových kotoučů. Průměr hlavního pilového kotouče $D_h = 300$ [mm], může se však také použít pilový kotouč o průměru 315 [mm]. U tohoto většího průměru se převážně používají diamantové řezné plátky, a proto také cena těchto kotoučů je mnohokrát větší než u pil s SK plátky. Výpočet a návrh pro tuto pilu je proveden pro pilový kotouč 300 [mm]. Jako základní pilový kotouč se volil



Obr. 2.10 Hlavní pilový kotouč

formátovací kotouč se slinutými plátky (obr. 2.10), od firmy Pilana [12] s počtem zubů 96, který se používá nejčastěji. Dále můžeme v mnoha případech narazit na pilové kotouče se 72 zuby. Parametry použitého kotouče jsou v tab. 2.1.

Tab. 2.1 Hodnoty použitého pilového kotouče

Průměr kotouče [mm]	Prořez [mm]	Šířka těla [mm]	Průměr upínacího otvoru [mm]	Počet zubů
300	3,2	2,2	30	96

Průměr předřezového kotouče volím $D_p = 100$ [mm]. Tento kotouč (obr. 2.11) je také od firmy Pilana [12]. Kotouč se skládá ze dvou částí, u kterých se vůči sobě nastavuje šířka předřezu. Parametry předřezového kotouče jsou uvedeny v tab. 2.2.

Tab. 2.2 Hodnoty použitého předřezávacího kotouče

Průměr kotouče [mm]	Prořez [mm]	Šířka těla [mm]	Průměr upínacího otvoru [mm]	Počet zubů
100	2,8-3,6	2,2	20	12+12



Obr. 2.11 Předřezový kotouč

2.3.1 Návrh obou pohonů a řezných parametrů

Volba parametrů stroje se provedla podle srovnání strojů od konkurence.

Protože tato pila nebude používána jako „profi“, ale převážně jako „hoby“ náradí. To znamená, že se porovnaly stroje od konkurence základních řad. U kterých se výkon hlavních motorů pohybuje od 2,2 [kW] do 4 [kW] a otáček kolem 4000 [min⁻¹]. Porovnání parametrů několika modelů formátovacích pil vidíme v tab. 2.3.

Tab. 2.3 Základní parametry pil jednotlivých výrobců

Výrobce a typ pily	Hlavní pohon pily			Pohon předřezu		
	Výkon motoru [kW]	Otáčky pily [min ⁻¹]	Průměr pily [mm]	Výkon motoru [kW]	Otáčky pily [min ⁻¹]	Průměr pily [mm]
<i>Rojek PK 300A</i>	2,2 nebo 3	3755	315	0,5	8530	100
<i>Altendorf WA 6</i>	4	4200	315	0,37	-	120
<i>Casolin Astra XP</i>	4	4000	400	0,55	8200	120
<i>Jeřábek PKV 300R</i>	4	3800	315	0,5	8000	100
<i>Felder K 500</i>	3	-	-	-	-	-
<i>Kusing ECO</i>	2,2 nebo 3	5000	300	0,55	8000	100
<i>Robland E 300</i>	3	4500	300	0,55	6500	120
<i>Griggio SC 1400</i>	4	4000	315	-	-	120

Z těchto hodnot se vybraly základní parametry, které jsou uvedeny v tab. 2.4.

Tab. 2.4 Základní parametry navržené pily

Navržené hodnoty	Průměr D _h [mm]	Průměr D _p [mm]	Výkon P _h [kW]	Výkon P _p [kW]	Řezná rychlost hlavní v _r [m.s ⁻¹]	Otáčky předřezu [min ⁻¹]
	300	100	3	0,55	60	8960

Na stránkách výrobce pilových kotoučů Pilana [12] se zjistila doporučená řezná rychlost, pro řezání dřeva, ta je $v_r = 60$ [m. s⁻¹]. Z těchto zvolených hodnot (tab. 2.4) se vypočítaly základní údaje pro návrh a kontrolu hlavního a předřezového pilového kotouče.

2.3.2 Volba hlavního motoru

Výkon na řezném kotouči

$$P_{\tilde{r}} = P_{el} \cdot \eta_{\tilde{r}p} \cdot \eta_L = 3000 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 2793 [W] \quad (2.1)$$

- účinnost ložisek $\eta_L = 0,98 [-]$
- účinnost řemenového převodu $\eta_{\tilde{r}p} = 0,95 [-]$
- výkon elektromotoru $P_{el} = 3 [kW]$

Otáčky pily vypočtené z řezné rychlosti

$$v_{\tilde{r}} = \pi \cdot D_h \cdot n_{\tilde{r}} \Rightarrow n_{\tilde{r}} = \frac{v_{\tilde{r}}}{\pi \cdot D_h} = \frac{60}{\pi \cdot 0,3} = 63,66 [s^{-1}] = 3819,7 [\min^{-1}] \quad (2.2)$$

- průměr hlavního řezného kotouče $D_h = 0,3 [m]$

Krouticí moment

$$M_k = P_{\tilde{r}} \cdot \varpi_{\tilde{r}} = \frac{P_{\tilde{r}} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{\tilde{r}}} = \frac{2793 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 3820} = 6,982 [Nm] \quad (2.3)$$

Řezná síla na pilovém kotouči vyvozená motorem

$$M_k = F_c \cdot \frac{D_h}{2} \Rightarrow F_c = \frac{2 \cdot M_k}{D_h} = \frac{2 \cdot 6,982}{0,3} = 46,55 [N] \quad (2.4)$$

Katalog firmy SIEMENS [15]

3 fázový asynchronní elektromotor

Typ: **1LA7 106-2AA**

- jmenovitý výkon $P_{el} = 3 [kW]$
- jmenovité otáčky $n_N = 2890 [\min^{-1}]$
- jmenovitý krouticí moment $M_N = 9,9 [Nm]$
- poměrný záběrný moment $M_z/M_n = 2,8 [-]$



Obr. 2.12 Motor 1LA7

2.3.3 Volba předřezového motoru

Katalog firmy SIEMENS [15]

3 fázový asynchronní elektromotor

Typ: **1LA7 073-2AA**

- *jmenovitý výkon* $P_{elP} = 0,55$ [kW]
- *jmenovité otáčky* $n_{Np} = 2800$ [min⁻¹]
- *jmenovitý krouticí moment* $M_N = 1,9$ [Nm]
- *poměrný záběrný moment* $M_z/M_n = 2,5$ [-]

Podobně jako při výpočtu hlavního pohonu se vypočte předřezový pohon podle vzorců (2.1), (2.3), (2.4).

Výkon a krouticí moment na předřezovém kotouči

$$P_p = P_{elP} \cdot \eta_{dp} \cdot \eta_L = 0,55 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,517 \text{ [kW]}$$

$$M_{kp} = P_p \cdot \varpi_p = \frac{P_p \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_p} = \frac{517 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 8960} = 0,551 \text{ [Nm]}$$

- *otáčky předřezového kotouče* $n_p = 8960$ [min⁻¹]

Řezná síla

$$M_{kp} = F_{cp} \cdot \frac{D_p}{2} \Rightarrow F_{cp} = \frac{2 \cdot M_{kp}}{D_p} = \frac{2 \cdot 0,551}{0,1} = 11,02 \text{ [N]}$$

- *průměr předřezového kotouče* $D_p = 0,1$ [m]

Musí se určit, kolik bude zubů v záběru. Předřezový kotouč tvoří před hlavním kotoučem pouze malou drážku do 5 [mm]. Hloubka řezu 5 [mm].

2.4 Kontrola pohonu a rychlost posuvu

Po návrhu motorů se zkontroluje jejich síla potřebná k prořezání dřeva a vypočte se maximální rychlost posuvu. Řezná síla má velký vliv na určení prořezu a rychlosti posuvu obrobku.

2.4.1 Tvrdost dřeva

Rychlost posuvu závisí na tvrdosti dřeva (tab. 2.5). Tvrdost charakterizuje schopnost dřeva klást odpor proti vnikání jiného tělesa do jeho struktury. Tvrdost dřeva má význam při opracování řeznými nástroji (řezání, loupání, hoblování, frézování) a v případech, kdy se dřevo odírá. Podle druhu zatížení se rozlišuje statická a dynamická tvrdost.

Tab. 2.5 Hodnoty statické tvrdosti vybraných druhů dřev (podle Matoviče 1993) [19]

druh dřeva	tvrdost dřeva na ploše [MPa] při vlhkosti					
	čelní		radiální		tangenciální	
	12 %	> 30 %	12 %	> 30 %	12 %	> 30 %
<i>modřín</i>	43,5	20,5	29,0	13,5	29,0	14,0
<i>borovice</i>	28,5	13,5	24,0	11,0	25,0	11,5
<i>smrk</i>	26,0	12,0	18,0	8,5	18,5	8,5
<i>akát</i>	97,0	57,7	68,0	40,5	78,0	46,5
<i>jasan</i>	80,0	48,0	59,0	35,0	67,0	39,5
<i>dub</i>	67,5	40,0	56,0	33,5	49,0	29,0
<i>buk</i>	61,0	36,5	43,5	25,5	44,5	26,5
<i>habr</i>	90,5	54,0	77,0	45,5	78,5	47,0
<i>lípa</i>	26,0	15,5	17,5	10,0	18,0	10,5

Rozdělení tvrdosti dřeva „p“, s kterými se bude počítat.

- měkká dřeva (< 40 MPa) - smrk, lípa
- tvrdá dřeva (81-100 MPa) - habr, akát

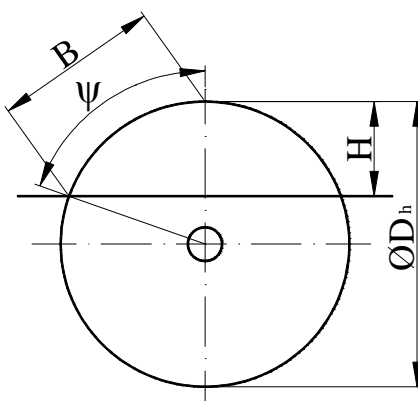
2.4.2 Kontrola hlavního pohonu a rychlost posuvu obrobku

Kontrola probíhá tak že se nejdříve stanoví počet zubů v záběru, poté se vypočte velikost plochy třísky a stanoví se maximální rychlost posuvu obrobku na zub a za minutu. Výpočet plochy třísky, řezné síly a posuvu na zub je proveden zjednodušeně pomocí výpočtů válcového sousledného frézování z literatury [7] str. 20.

Volba počtu zubu v záběru

Kontrola se provede pro dva typy řezu:

- A) maximální hloubka řezu
- B) nejčastěji používaná hloubka řezu



Obr. 2.13 Velikost hloubky řezu

A) Počet zubů v maximálním záběru $H = 95$ [mm]

Nejdříve se musí určit úhel ψ , při kterém pila zabírá do materiálu (obr. 2.13).

$$\sin \frac{\psi}{2} = \frac{B}{D_h} \Rightarrow \psi = 2 \cdot \arcsin \frac{B}{D_h} = 2 \cdot \arcsin \frac{150}{300} = 60[^\circ] \quad (2.5)$$

- B je určeno graficky a je to délka oblouku $B = 150$ [mm]

Počet zubů v záběru se potom určí

$$z_{z1} = \frac{z_c \cdot \psi}{\varphi_L} = \frac{96 \cdot 60}{360} = 16 \text{ zubů} \quad (2.6)$$

- úhel $\varphi_L = 360[^\circ]$
- počet zubů řezného kotouče $z_c = 96$

B) Počet zubů v nejčastěji používané výšce řezu $H = 40$ [mm]

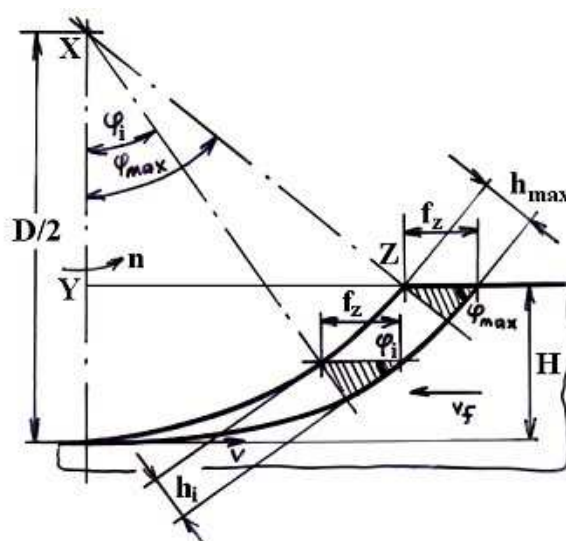
Podobně jako v případě „A“ se výpočet provede podle vztahu (2.5), (2.6)

$$\sin \frac{\psi}{2} = \frac{B}{D_h} \Rightarrow \psi = 2 \cdot \arcsin \frac{B}{D_h} = 2 \cdot \arcsin \frac{95}{300} = 36,9[^\circ]$$

- B je určeno graficky a je to délka oblouku $B = 95$ [mm]

Počet zubů v záběru se potom určí

$$z_{z2} = \frac{z_c \cdot \psi}{\varphi_L} = \frac{96 \cdot 36,9}{360} = 9,84 \approx 10 \text{ zubů}$$

Stanovení maximální rychlosti posuvu podle obr. 2.14

Obr 2.14 Průřez třísky při válcovém frézování

Určení velikosti plochy třísky

Šířka hlavního řezného kotouče $a_p = 3,2$ [mm]

Průměr hlavního řezného kotouče $D_h = 300$ [mm]

Hloubka třísky a) $H = 95$ [mm] b) $H = 40$ [mm]

Sin úhlu φ odpovídající maximální tloušťce třísky pro maximální a běžný záběr.

$$\sin \varphi = \frac{2}{D_h} \cdot \sqrt{D_h \cdot H - H^2} = \frac{2}{300} \cdot \sqrt{300 \cdot 95 - 95^2} = 0,93[-] \quad (2.7)$$

$$\sin \varphi = \frac{2}{D_h} \cdot \sqrt{D_h \cdot H - H^2} = \frac{2}{300} \cdot \sqrt{300 \cdot 40 - 40^2} = 0,68[-]$$

Rychlost posuvu se určí pro dva typy řezu kde je 16 zubů a 10 zubů v záběru a pro dva druhy dřeva - měkká a tvrdá.

Síla na jeden zub

$$F_{zub} = \frac{F_c}{z_z} \quad (2.8)$$

- počet zubů v záběru z_z
- celková řezná síla F_c [N]

Určení posuvu na zub

$$F_{zub} = p' \cdot S_{tr} = p' \cdot a_p \cdot f_z \cdot \sin \varphi \Rightarrow f_z = \frac{F_{zub}}{p' \cdot a_p \cdot \sin \varphi} \quad (2.9)$$

- plocha třísky S_{tr} [mm²]
- tvrdost dřeva p' [MPa]

Rychlost posuvu m za minutu

$$f_{min} = \frac{f_z \cdot n_r \cdot z_c}{1000} \quad (2.10)$$

Výsledky pro jednotlivé varianty výpočtu jsou uvedeny v tab. 2.6

Tab. 2.6 Výsledné hodnoty

	Měkká dřeva		Tvrdá dřeva	
	Zubů v záběru 16	Zubů v záběru 10	Zubů v záběru 16	Zubů v záběru 10
Síla na zub F_z [N]	2,909	4,655	2,909	4,655
Posuv na zub f_z [mm.zub⁻¹]	0,0244	0,0535	0,0098	0,0214
Posuv f_{min} [m.min⁻¹]	8,95	19,62	3,56	7,85

Na závěr lze konstatovat, že navržený hlavní pohon o výkonu 3 [kW] je dostačující. Pro řezání různých tvrdostí dřevin a hloubky řezu s ohledem na velikost rychlosti posuvu obrobku. To znamená, že rychlost posuvu obrobku se snižuje s rostoucí tvrdostí dřeva a velikosti hloubky řezu. Doporučená rychlost posuvu na zub podle [12] je podle tvrdosti od 0,02 do 0,1 [mm.zub⁻¹]. Námi vypočtené hodnoty tomuto rozmezí vyhovují.

2.4.3 Kontrola pohonu předřezu a stanovení rychlosti posuvu obrobku

Předřez tvoří ve dřevě jenom plytkou drážku maximálně do 5 [mm], a to proto, aby spodní strana materiálu nebyla vyštípána. To se zaručí tím, že předřez má vysoké otáčky, opačný smysl otáčení než hlavní kotouč a zvláštní konstrukci (obr. 2.11).

Volba počtu zubu v záběru

Úhel ψ , při kterém pila zabírá do materiálu (2.5).

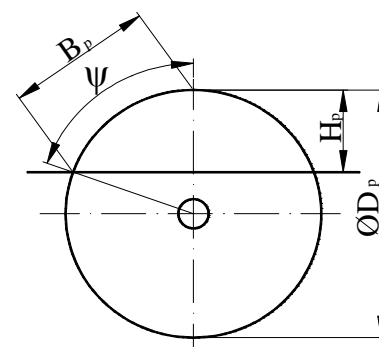
$$\sin \frac{\psi}{2} = \frac{B_p}{D_p} \Rightarrow \psi = 2 \cdot \arcsin \frac{B_p}{D_p} = 2 \cdot \arcsin \frac{40}{100} = 47,1^\circ$$

- B_p je určeno graficky a je to délka oblouku $B_p = 40$ [mm]
- průměr předřezového kotouče $D_p = 100$ [mm]

Počet zubů v záběru (2.6)

$$z_{zp} = \frac{z_p \cdot \psi}{\phi_L} = \frac{24 \cdot 47,1}{360} = 3 \text{ zuby}$$

- počet zubů předřezového kotouče $z_p = 24$



Obr. 2.15 Velikost hloubky řezu

Stanovení maximální rychlosti posuvu

Závisí na tvrdosti dřeva. Předřez musí dovolovat vyšší rychlost posuvu obrobku, než je rychlost posuvu obrobku u hlavního kotouče.

Sin úhlu ϕ odpovídající maximální tloušťce třísky se zjistí podle vztahu (2.7)

$$\sin \phi = \frac{2}{D_p} \cdot \sqrt{D_p \cdot H_p - H_p^2} = \frac{2}{100} \cdot \sqrt{100 \cdot 5 - 5^2} = 0,436[-]$$

- hloubka řezu $H_p = 5$ [mm]

Rychlost posuvu se určí pro dva druhy dřeva, A) tvrdá dřeva, B) měkká dřeva.

Síla na jeden zub

Vypočte se ze vztahu (2.8)

$$F_{zubp} = \frac{F_{cp}}{z_z} = \frac{11,02}{3} = 3,67 [N]$$

- počet zubů v záběru $z_z = 3$

A) Tvrdá dřeva

Určení posuvu na zub ze vztahu (2.9)

$$F_{zubp} = p' \cdot S_{třp} = p' \cdot a_{pp} \cdot f_{zp} \cdot \sin \varphi \Rightarrow f_{zp} = \frac{F_{zubp}}{p' \cdot a_{pp} \cdot \sin \varphi} = \frac{3,67}{100 \cdot 3,2 \cdot 0,436} = 0,0263 [mm \cdot zub^{-1}]$$

- šířka řezu bude stejná jako hlavní kotouč $a_{pp} = 3,2 [mm]$
- plocha třísky $S_{třp} [mm^2]$
- tvrdost dřeva $p' [MPa]$

B) Měkká dřeva

Určení posuvu na zub ze vztahu (2.9)

$$F_{zubp} = p' \cdot S_{třp} = p' \cdot a_{pp} \cdot f_{zp} \cdot \sin \varphi \Rightarrow f_{zp} = \frac{F_{zubp}}{p' \cdot a_{pp} \cdot \sin \varphi} = \frac{3,67}{40 \cdot 3,2 \cdot 0,436} = 0,0658 [mm \cdot zub^{-1}]$$

Rychlost posuvu obrobku závisí na hlavním řezném kotouči, proto se provedla u předřezového kotouče pouze kontrola zda posuv obrobku u předřezu je větší než u hlavního řezného kotouče. V tomto případě volba elektromotoru předřezu vyhovuje. Rychlost posuvu předřezu u tvrdého i měkkého dřeva je vyšší.

3 Návrh a kontrola řemenových převodů

Výkon se přenáší jak u hlavního tak předřezového pohonu pomocí třecího převodu. U hlavního pohonu řezného kotouče je použit úzký klínový řemen. U předřezového je použit drážkovaný řemen, protože zde jsou použity malé řemenice a muselo se dosáhnout většího převodového poměru. Tento řemen se zde mohl použít také proto, že se zde nepřenáší tak velký výkon jako u hlavního pohonu.

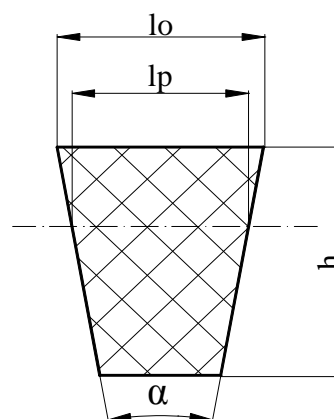
3.1 Návrh a kontrola řemenového převodu hlavního pohonu

Pro přenos výkonu je použit úzký klínový řemen označovaný jako RAPID. Výkon se přenáší pomocí tření v klínové drážce. Oproti klasickému řemenu přenese větší výkon při použití menších průměrů řemenic. Řemen je možno použít pro obvodové rychlosti do 50 m.s^{-1}

Výpočet řemene byl proveden podle normy ČSN 02 3112 a byl zvolen řemen podle tab. 3.1 a obr. 3.1.

Tab. 3.1 Rozměry řemene SPZ

Průřez	l_p [mm]	l_o [mm]	h [mm]	α [°]
SPZ	8,5	9,7	8	40



Obr. 3.1 Průřez řemene SPZ

3.1.1 Volba typu řemene

Úzký klínový řemen přenáší výkon P [kW] a jmenovité otáčky n [min^{-1}]. Podle těchto parametrů byl z normy ČSN 02 3112 zvolen patříčkový typ řemenu.

Jmenovitý výkon převodu

Jmenovitý výkon se musí ještě vynásobit provozním součinitelem, který zahrnuje pracovní režim a charakter zatížení.

$$P_v = P_N \cdot c_2 = 3 \cdot 1,2 = 3,6 [\text{kW}] \quad (3.1)$$

- provozní součinitel c_2 odečteme z tabulky [1] str. 179 (pro střední provoz) $c_2 = 1,2$

Z diagramu [1] str. 178 podle výkonu a otáček určíme typ řemene - **volím typ řemenu SPZ**

Výpočet převodového poměru

$$i_h = \frac{n_N}{n_f} = \frac{2890}{3820} = 0,7565[-] \quad (3.2)$$

- jmenovité otáčky elektromotoru $n_N = 2890 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
- otáčky řezného kotouče $n_f = 3820 \text{ [min}^{-1}\text{]}$

Z tabulky [1] str. 165 pro výpočtové průměry řemenic úzkých klínových řemenů se volí hnací řemenice. Řemenice se volí co nejmenší, aby zabíraly co nejméně místa.

Z tabulky [1] str. 165 se určí průměr hnací řemenice $d_{p1} = 95 \text{ [mm]}$

Průměr hnané řemenice d_{p2} se vypočítá z převodového poměru.

$$i_h = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} \Rightarrow d_{p2} = d_{p1} \cdot i_h = 95 \cdot 0,7565 = 71,86 \text{ [mm]} \quad (3.3)$$

Volí se nejbližší normalizovaný rozměr řemenice $d_{p2} = 71 \text{ [mm]}$

Skutečné otáčky n_{sk}

$$i_{sk} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} \cdot \left(1 - \frac{s}{100}\right) = \frac{71}{95} \cdot \left(1 - \frac{1}{100}\right) = 0,7399[-] \quad (3.4)$$

- pro skluz [1] str. 162, $s = 1 \text{ [%]}$

$$n_{sk} = \frac{n_N}{i_{sk}} = \frac{2890}{0,7399} = 3905 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (3.5)$$

Odchylka od teoretického převodového poměru

$$\Delta i = 100 - \left(\frac{i_{sk}}{i}\right) \cdot 100 = 100 - \left(\frac{0,7399}{0,7565}\right) \cdot 100 = 2,195 \text{ [%]} \quad (3.6)$$

Odchylka převodového poměru vyhovuje toleranci 3 [%]

3.1.2 Výpočet délky řemene a počtu řemenů

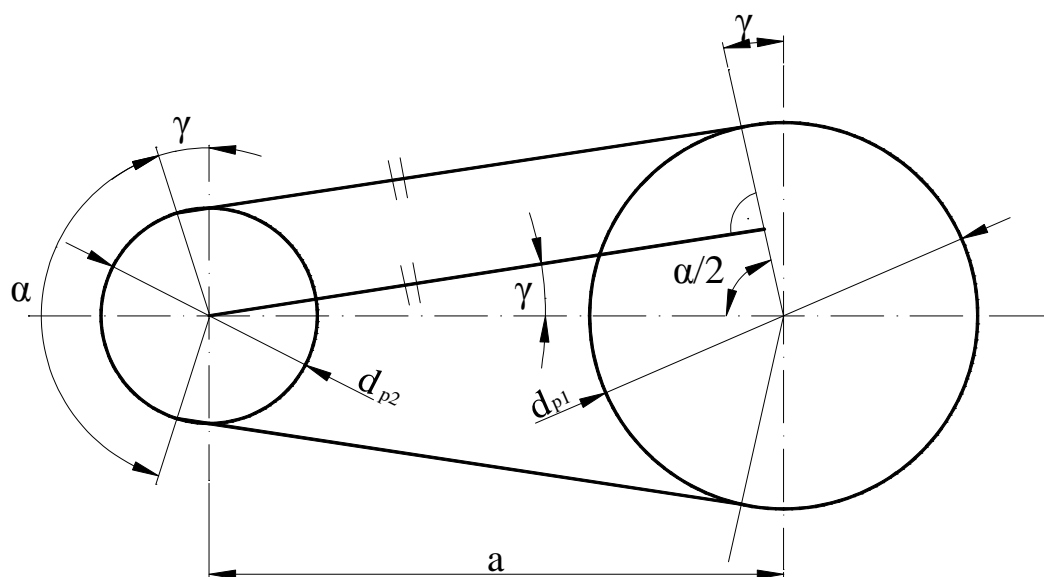
a) Předběžná volba osové vzdálenosti

Predběžná osová vzdálenost se volí na základě empirického vztahu podle [1] str. 175, který udává interval pro předběžnou hodnotu osové vzdálenosti:

$$a' = (d_{p1} + d_{p2}) \cdot (0,7 \div 2) = (95 + 71) \cdot (0,7 \div 2) = 116,2 \div 332 \text{ [mm]} \quad (3.7)$$

Z konstrukčních důvodů se osová vzdálenost volí blíže k nižší hranici 220 [mm]

b) Výpočet předběžné délky řemene



Obr. 3.2 Úhel opásání

Úhel opásání malé řemenice

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{d_{p1} - d_{p2}}{2 \cdot a'} \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = \arccos \cdot \frac{d_{p1} - d_{p2}}{2 \cdot a'} = \arccos \cdot \frac{95 - 71}{2 \cdot 220} = 86,87^\circ \quad (3.8)$$

$$\alpha = 2 \cdot \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 86,87^\circ = 173,74^\circ \quad (3.9)$$

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\alpha}{2} = 90^\circ - 86,94^\circ = 3,13^\circ \quad (3.10)$$

Délka řemene

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \cdot a' \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi \cdot (d_{p1} + d_{p2})}{2} + \frac{\pi \cdot \gamma \cdot (d_{w1} - d_{w2})}{180^\circ} = \\ &= 2 \cdot 220 \cdot \sin 86,87^\circ + \frac{\pi \cdot (95 + 71)}{2} + \frac{\pi \cdot 3,13^\circ \cdot (95 - 71)}{180^\circ} = 701,4 [mm] \end{aligned} \quad (3.11)$$

Vypočtená délka řemene se zaokrouhlí, na nejbližší normalizovanou délku řemene z normy ČSN 02 3112 volím $L_p = 710 [mm]$

c) Skutečná vzdálenost os

$$w = \frac{\pi \cdot (d_{p1} + d_{p2})}{2} = \frac{\pi \cdot (95 + 71)}{2} = 260,75 [mm] \quad (3.12)$$

$$y = \left(\frac{d_{p1} - d_{p2}}{2} \right) = \left(\frac{95 - 71}{2} \right) = 12 [mm] \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned}
 a &= 0,25 \cdot \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y^2} \right] = \\
 &= 0,25 \cdot \left[(710 - 260,75) + \sqrt{(710 - 260,75)^2 - 8 \cdot 12^2} \right] = 224,3 [\text{mm}]
 \end{aligned}
 \tag{3.14}$$

d) Počet řemenů

Celkový počet řemenů K potřebný pro přenos zadaného výkonu se určí ze vztahu (3.15):

$$K = \frac{P_N \cdot c_p}{P_n^* \cdot c_\alpha \cdot c_L} \tag{3.15}$$

Součinitele určíme z tabulek [1]:

P_n^* ... je jednotkový jmenovitý výkon a odečteme z tabulky $P_n^* = 3,3 [\text{kW}]$, [1] str. 181

c_α ... je součinitel opásání a odečteme jej z tabulky $c_\alpha = 0,99$ [1] str. 176

c_L ... je součinitel délky řemenu a odečteme jej z tabulky $c_L = 0,84$ [1] str. 183

c_2 ... provozní součinitel $c_2 = 1,2$ [1] str. 179

Po dosazení do vzorce (3.15)

$$K = \frac{P_N \cdot c_p}{P_n^* \cdot c_\alpha \cdot c_L} = \frac{3 \cdot 1,2}{3,3 \cdot 0,99 \cdot 0,84} = 1,31 [-] \quad \text{volím 2 řemeny}$$

Volba druhu a počtu řemenu: 2 řemeny SPZ – 710 ČSN 02 3112

3.1.3 Sílové poměry v řemenovém převodu a kontrola ohybové frekvence

Při montáži převodu je třeba řemen napnout. Předpětí je důležité pro správnou funkci řemene. Je-li řemen nedostatečně napnut, na řemenicích prokluzuje a nepřenáší celý výkon. Naopak je-li řemen napnut příliš, trpí ložiska a hřídel nadměrným namáháním a životnost řemene je krátká.

Obvodová rychlost

$$v = \pi \cdot d_{p1} \cdot n_N = \pi \cdot 0,095 \cdot \frac{2890}{60} = 14,375 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \tag{3.16}$$

Přenášená obvodová síla

$$F_h = \frac{P_N}{v} = \frac{3000}{14,375} = 208,69 [\text{N}] \tag{3.17}$$

Výpočet pracovního předpětí

$$F_U \approx (1,5 \div 2) \cdot F_h \quad F_U = (1,5 \div 2) \cdot 208,69 = 313 \div 417,4 [N] \quad (3.18)$$

Z důvodu bezpečnosti se volí horní hranice předpětí $F_U = 400 [N]$

Kontrola ohybové frekvence

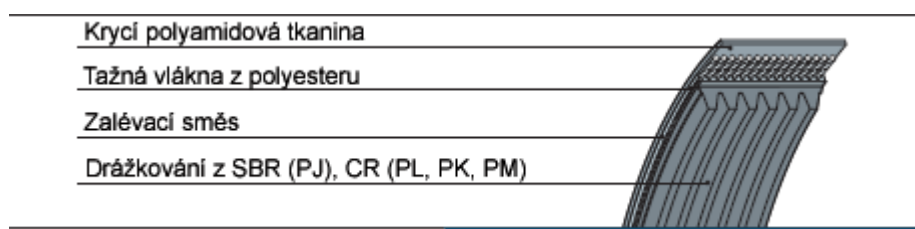
$$f_o = \frac{K \cdot v}{L_p} = \frac{2 \cdot 14,375}{0,710} = 40,49 [s^{-1}] \leq 90 [s^{-1}] \quad (3.19)$$

- dovolená ohybová frekvence f_o je do $90 [s^{-1}]$, [1] str. 177

Vypočtená ohybová frekvence vyhovuje dovolené frekvenci.

3.2 Návrh a kontrola drážkovaného řemenu

Pro přenos výkonu na předřezový kotouč je použit drážkovaný řemen. Tyto řemeny sjednocují vysokou flexibilitu plochého řemene a příznivý přenos výkonu klínovým řemenem. Drážkové řemeny se používají při velkých převodových poměrech, vysokých rychlostech řemene, převodech s mnoha kladkami, malých průměrech řemenic a při použití vnější napínací kladky.



Obr. 3.3 Průřez drážkovaným řemenem

Výpočet drážkovaného řemene a volba koeficientu je proveden podle katalogu Gates [8].

Jmenovitý výkon převodu

Do jmenovitého výkonu se musí zahrnout provozní součinitel

$$P_{vp} = P_{Np} \cdot c_2 = 0,55 \cdot 1,2 = 0,66 [kW] \quad (3.20)$$

- provozní součinitel c_2 se odečte z katalogu [8] (pro střední provoz) $c_2 = 1,2$

Z diagramu v katalogu [8] podle výkonu a otáček se určí typ řemene – volí se **typ řemenu PJ**

Průměry řemenic

Oba průměry se volí tak aby převod byl rozměrově co nejmenší a řezné otáčky dosahovali hodnoty kolem 9000 [min⁻¹]

Z tabulky v katalogu [8] se určí průměr hnací řemenice **$d_{pp1} = 80$ [mm]**

Průměr hnané řemenice se volí jeden z nejmenších **$d_{pp2} = 25$ [mm⁻¹]**

Potom převodový poměr bude

$$i_p = \frac{d_{pp2}}{d_{pp1}} = \frac{25}{80} = 0,3125 [-] \quad (3.21)$$

Otáčky hnané řemenice

$$i_p = \frac{n_{Np}}{n_p} \Rightarrow n_p = \frac{n_{Np}}{i_p} = \frac{2800}{0,3125} = 8960 [\text{min}^{-1}] \quad (3.22)$$

- *jmenovité otáčky elektromotoru* $n_{Np} = 2800$ [min⁻¹]

Obvodová rychlost

$$v_p = \pi \cdot d_{pp1} \cdot n_{Np} = \pi \cdot 0,08 \cdot \frac{2800}{60} = 11,73 [m \cdot s^{-1}] \quad (3.23)$$

Předběžná volba osové vzdálenosti

Vypočte se podle katalogu [8]

$$A_v = \frac{d_{pp2} + 3 \cdot d_{pp1}}{2} = \frac{25 + 3 \cdot 80}{2} = 132,5 [mm] \quad (3.24)$$

Výpočet délky řemene

Z předběžně vypočtené osové vzdálenosti A_v se vypočte délka řemene podle vztahu uvedeného v katalogu [8].

$$\begin{aligned} L_w &= 2 \cdot A_v + 1,57 \cdot (d_{pp1} + d_{pp2}) + \frac{(d_{pp1} - d_{pp2})^2}{4 \cdot A_v} = \\ &= 2 \cdot 132,5 + 1,57 \cdot (80 + 25) + \frac{(80 - 25)^2}{4 \cdot 132,5} = 435,55 [mm] \end{aligned} \quad (3.25)$$

Vypočtená délka řemene se zaokrouhlí, na nejbližší normalizovanou délku **$L_w = 432$ [mm]**

Skutečná vzdálenost os

Po zvolení normalizované délky řemene se musí přepočítat osová vzdálenost.

$$F_p = L_w - 1,57 \cdot (d_{pp1} + d_{pp2}) = 432 - 1,57 \cdot (80 + 25) = 267,15 [mm] \quad (3.26)$$

Faktor osově vzdálenosti „h“ závislý na hodnotě $\frac{d_{pp1} - d_{pp2}}{F_p}$

$$\frac{d_{pp1} - d_{pp2}}{F_p} = \frac{80 - 25}{267,15} = 0,206 [-] \Rightarrow \text{faktor } h = 0,11 [-]$$

Skutečná osová vzdálenost

$$A = \frac{F_p - h \cdot (d_{pp1} - d_{pp2})}{2} = \frac{267,15 - 0,11 \cdot (80 - 25)}{2} = 130,55 [mm] \quad (3.27)$$

Počet drážek řemenu

- výkon na jednu drážku $A' = 140 [W]$
- dodatečný výkon na jednu drážku $B = 99 [W]$
- korelační faktor opásání $G = 0,94 [-]$

$$\frac{d_{pp1} - d_{pp2}}{A} = \frac{80 - 25}{130,55} = 0,421 [-] \Rightarrow \text{faktor } G = 0,94 [-]$$

Počet drážek řemenu

$$z_p = \frac{P_{Np} \cdot c_p}{(A' + B) \cdot G \cdot C_L} = \frac{0,55 \cdot 1,2}{(140 + 99) \cdot 0,94 \cdot 0,76} = 3,865 [-] \quad (3.28)$$

- korelační faktor délky $C_L = 0,76 [-]$

Volba typu řemene **4 x PJ 432 – Lb Standart**

Statická tahová síla ve větvi

$$\begin{aligned} T_s &= 450 \cdot \frac{(R - G)}{G} \cdot \frac{P_{Np}}{z_p \cdot v_p} + M \cdot v_p^2 = \\ &= 450 \cdot \frac{(2,67 - 0,94)}{0,94} \cdot \frac{3}{4 \cdot 11,73} + 0,006 \cdot 11,73^2 = 53,78 [N] \end{aligned} \quad (3.29)$$

- faktor $M = 0,006 [-]$
- faktor $R = 2,67 [-]$

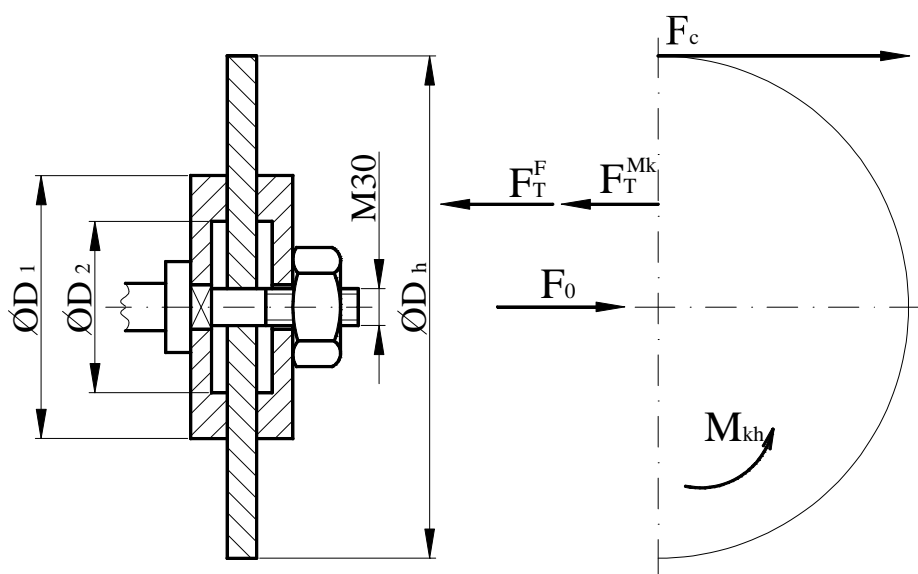
Napínací síla drážkovaného řemene

$$F_{Up} = 1,5 \cdot T_s = 1,5 \cdot 53,78 = 80,67 [N] \quad (3.30)$$

4 Výpočet přenosu krouticího momentu pomocí třecích kotoučů

Výkon se přenáší na hlavní pilový kotouč pomocí třecích kotoučů (obr. 4.1). Potřebná síla, která vyvodí patřičný třecí moment, se vyvine pomocí dotažení matice na hřídeli.

4.1 Celková síla působící v ose šroubu



Obr. 4.1 Schéma upevnění řezného kotouče

Výpočet krouticího momentu na hřídeli

$$M_{kh} = M_N \cdot i_{sk} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_L = 9,9 \cdot 0,7399 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 6,819 [Nm] \quad (4.1)$$

- jmenovitý moment motoru $M_N = 9,9 [Nm]$
- účinnost ložisek $\eta_L = 0,98 [-]$
- účinnost řemenového převodu $\eta_{př} = 0,95 [-]$
- skutečný převodový poměr $i_{sk} = 0,7399 [-]$

Síla působící na hřídel od řezného odporu

$$F_c = \frac{M_{kh}}{\frac{D_h}{2}} = \frac{6,819}{\frac{0,3}{2}} = 45,46 [N] \quad (4.2)$$

- průměr hlavního řezného kotouče $D_h = 0,3 [m]$

Výpočet zatěžující síly na kotouči

Výpočet osově síly ve šroubu od třecího momentu

$$k_h \cdot M_{kh} \leq M_T \quad (4.3)$$

$$k_h \cdot M_{kh} \leq F_T^{Mk} \cdot \frac{(D_1 + D_2)}{4} \quad (4.4)$$

$$k_h \cdot M_{kh} \leq F_N^{Mk} \cdot f_h \cdot \frac{(D_1 + D_2)}{4} \quad (4.5)$$

$$F_N^{Mk} = \frac{4 \cdot k_h \cdot M_{kh}}{f_h \cdot (D_1 + D_2)} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 6819}{0,15 \cdot (80 + 40)} = 3030,67 [N] \quad (4.6)$$

- minimální součinitel bezpečnosti $k_h = 2 [-]$
- součinitel tření mezi pilovým kotoučem a podložkou $f_h = 0,15 [-]$, [3] str. 34
- velký průměr třecího kotouče $D_1 = 80 [mm]$
- malý průměr třecího kotouče $D_2 = 40 [mm]$
- třecí moment $M_T [Nm]$

Výpočet osově síly ve šroubu od posouvajících sil

$$k_h \cdot F_c \leq F_T^F \quad (4.7)$$

$$k_h \cdot F_c \leq F_N^F \cdot f_h \quad (4.8)$$

$$F_N^F = \frac{k_h \cdot F_c}{f_h} = \frac{2 \cdot 45,46}{0,15} = 606,13 [N] \quad (4.9)$$

Výsledná síla v ose šroubu

$$F_o = F_N^{Mk} + F_N^F = 3030,67 + 606,13 = 3636,8 [N] \quad (4.10)$$

4.2 Návrh a kontrola šroubu

Hřídel se závitem je z materiálu 11 523.1, závit je zvolen M24x2LH (má levé stoupání) a to proto, aby nedocházelo za provozu k uvolnění matice. Stoupání závitu má stejný smysl otáčení jako otáčky řezného kotouče.

- Material 11 523.1 [3] str. 223
- Mez kluzu $Re = 230 [MPa]$

Závit M24x2LH

- $P = 2$ [mm]
- $d_2 = 22,701$ [mm]
- $d_3 = 21,546$ [mm]

Součinitel smykového tření na metrickém závitě f_z bez povrchové úpravy a bez mazání se pohybuje v rozmezí 0,19 až 0,36 dle [4] str. 19 volen součinitel tření v závitě $f_{za} = 0,2$ ocel-ocel, nemazané

Výpočet úhlu stoupání závitu

$$\psi = \arctan \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctan \frac{2}{\pi \cdot 22,701} = 1,6064^\circ \quad (4.11)$$

Výpočet třecího úhlu závitu

$$\varphi' = \arctan \frac{f_{za}}{\cos \beta / 2} = \arctan \frac{0,2}{\cos 30^\circ} = 13,0039^\circ \quad (4.12)$$

- stoupání závitu $\beta = 60^\circ$

Síla v závitě

$$F_z = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') = 3636,8 \cdot \tan(1,6064 + 13,0039) = 948[N] \quad (4.13)$$

Kontrola šroubu***Výpočet tahového napětí ve šroubu***

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 3636,8}{\pi \cdot 21,546^2} = 9,97[MPa] \quad (4.14)$$

Výpočet krutu od utažení matice

$$\tau_k = \frac{M_{Tz}}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{948 \cdot 22,701 \cdot 8}{\pi \cdot 21,546^3} = 5,48[MPa] \quad (4.15)$$

Pevnostní kontrola podle Guesta

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{9,97^2 + 4 \cdot 5,48^2} = 14,82[MPa] \quad (4.16)$$

Výpočet statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{230}{14,82} = 15,5 [-] \quad (4.17)$$

$$k_s > k_h$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje.

Bezpečnost spoje vyšla několikrát větší než volená minimální statická bezpečnost. Mohl být volen menší závit, ale z konstrukčních důvodů se velikost závitu již neupravovala.

Utahovací moment

Součinitel smykového tření pro suché mazání mezi ocelovou maticí a ocelovou podložkou se pohybuje v rozmezí 0,15 až 0,20 dle [3] str. 19 volen $f_m = 0,2$

Výpočet tření na závit

$$M_{Tz} = F_z \cdot \frac{d_2}{2} = 948 \cdot \frac{22,701}{2} = 10760 [Nmm] \quad (4.18)$$

Průměr dotykové plochy matice M24x2LH je $s = 46$ [mm] rozměr dle ČSN EN 24032

Výpočet třecího poloměru pod maticí

$$d_s = \frac{s + d_d}{2} = \frac{36 + 25}{2} = 30,5 [mm] \quad (4.19)$$

- průměr díry v třecím kotouči $d_d = 25$ [mm]

Výpočet třecího momentu pod maticí

$$M_{Tm} = F_o \cdot f_m \cdot \frac{d_s}{2} = 3636,8 \cdot 0,2 \cdot \frac{30,5}{2} = 11092 [Nmm] \quad (4.20)$$

Výpočet utahovacího momentu

$$M_U = M_{Tz} + M_{Tm} = 10760 + 11092 = 21852 [Nmm] \quad (4.21)$$

Výsledný utahovací moment je $M_u = 21,8$ [Nm]

5 Návrh a výpočet hřídele

Poháněcí hřídel je součástí, která umožňuje tok krouticího momentu na řezný kotouč. Je namáhána krouticím momentem od řemenového převodu, ohybovým momentem od řezné síly a ohybovým momentem od síly v řemenovém převodu.

Při návrhu hřídele se nejprve zvolí materiál a jeho mechanické vlastnosti. Potom se musí vypočítat předběžný průměr hřídele z krouticího momentu. Z předběžného průměru hřídele se navrhne konečný tvar hřídele a ta se dále zkontroluje.

Volba materiálu hřídele [3]: materiál 11 523.1

Mechanické vlastnosti:

- Mez kluzu v tahu $R_e = 230$ [MPa]
- Mez pevnosti v tahu $R_m = 450$ [MPa]

5.1 Působení sil na hřídel (obr. 5.1)

Rozložení sil napínací

$$F_u = 400 [N] \quad (5.1)$$

$$F_{ux} = F_u \cdot \sin \alpha = 400 \cdot \sin 20 = 136,8 [N] \quad (5.2)$$

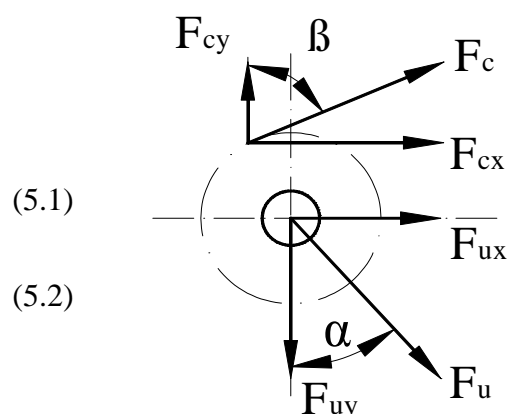
$$F_{uy} = F_u \cdot \cos \alpha = 400 \cdot \cos 20 = 375,9 [N]$$

Rozložení sil od řezné síly

$$F_c = 45,46 [N]$$

$$F_{cx} = F_c \cdot \sin \beta = 45,46 \cdot \sin 56 = 37,7 [N] \quad (5.3)$$

$$F_{cy} = F_c \cdot \cos \beta = 45,46 \cdot \cos 56 = 25,4 [N] \quad (5.4)$$



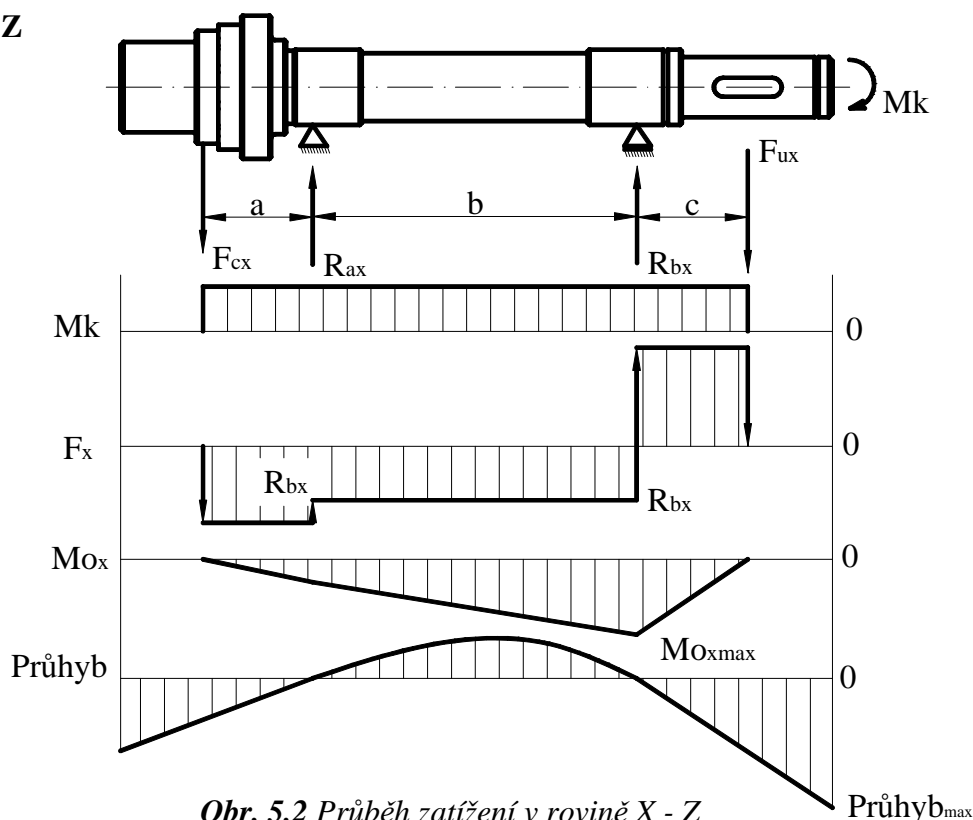
Obr. 5.1 Schéma zatížení hřídele silami

5.2 Výpočet reakcí hřídeli

Při výpočtu reakcí se vychází z podmínek, že součet všech sil musí být roven nule a součet momentů musí být roven nule. Na schématu (obr. 5.2) je znázorněn průběh krouticího momentu, průběh sil, průběh ohybového momentu a průhyb.

Výpočet reakcí R_a a R_b

Rovina X - Z



Obr. 5.2 Průběh zatížení v rovině X - Z

Ohybový moment v rovině X - Z

Vzdálenosti: $a = 29,1$ mm, $b = 87$ mm, $c = 29,5$ mm

K podpoře **a**

$$\Sigma M_{Ox} = 0$$

$$-F_{cx} \cdot a - R_{bx} \cdot b + F_{ux} \cdot (b + c) = 0$$

$$-F_{cx} \cdot 29,1 - R_{bx} \cdot 87 + F_{ux} \cdot (87 + 29,5) = 0$$

$$\frac{F_{ux} \cdot 116,5 - F_{cx} \cdot 29,1}{87} = R_{bx}$$

$$R_{bx} = \frac{136,8 \cdot 116,5 - 37,7 \cdot 29,5}{87} = 170,6 [N]$$

$$R_{ax} = 3,9 [N]$$

$$R_{bx} = 170,6 [N]$$

K podpoře **b**

$$\Sigma M_{Ox} = 0 \quad (5.5)$$

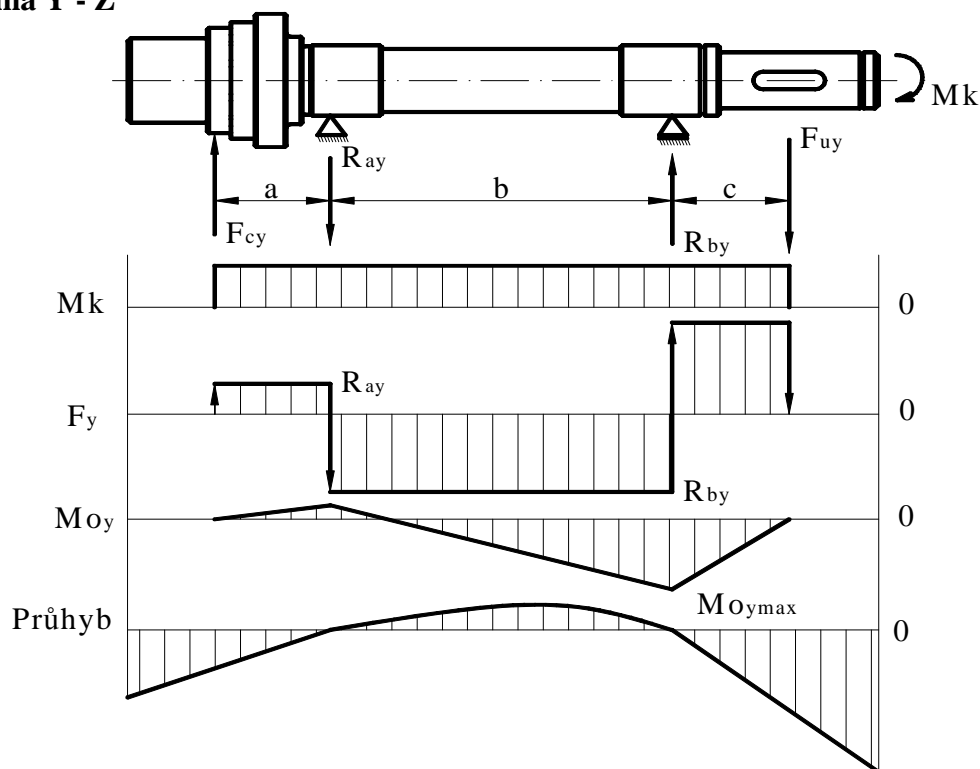
$$-F_{cx} \cdot (a + c) + R_{ax} \cdot b + F_{ux} \cdot c = 0 \quad (5.6)$$

$$-F_{cx} \cdot (29,1 + 87) + R_{ax} \cdot 87 + F_{ux} \cdot 29,5 = 0$$

$$\frac{F_{cx} \cdot 116,1 - F_{ux} \cdot 29,5}{87} = R_{ax} \quad (5.7)$$

$$R_{ax} = \frac{37,7 \cdot 116,1 - 136,8 \cdot 29,1}{87} = 3,9 [N]$$

Průhyb hřídele v této rovině je maximální na straně kde je pero a tento maximální průhyb činí 0,00818 [mm]. Průhyb byl zjištěn programem Inventor [20].

Rovina Y - Z*Obr. 5.3 Průběh zatížení v rovině Y - Z***Ohybový moment v rovině Y – Z****K podpoře a**

$$\Sigma M_{Oy} = 0$$

$$F_{cy} \cdot a - R_{by} \cdot b + F_{uy} \cdot (b + c) = 0$$

$$F_{cy} \cdot 29,1 - R_{by} \cdot 87 + F_{uy} \cdot (29,5 + 87) = 0$$

$$\frac{F_{uy} \cdot 116,5 + F_{cy} \cdot 29,1}{87} = R_{by}$$

$$R_{by} = \frac{375,9 \cdot 116,5 + 25,4 \cdot 29,1}{87} = 511,8 [N]$$

K podpoře b

$$\Sigma M_{Oy} = 0 \quad (5.8)$$

$$F_{cy} \cdot (a + b) - R_{ay} \cdot b + F_{uy} \cdot c = 0 \quad (5.9)$$

$$F_{cy} \cdot (29,1 + 87) - R_{ay} \cdot 87 + F_{uy} \cdot 29,5 = 0$$

$$\frac{F_{cy} \cdot 116,1 + F_{uy} \cdot 29,5}{87} = R_{ay} \quad (5.10)$$

$$R_{ay} = \frac{25,4 \cdot 116,1 + 375,9 \cdot 29,5}{87} = 161,3 [N]$$

$$R_{ay} = 161,3 [N]$$

$$R_{by} = 511,8 [N]$$

Průhyb hřídele v této rovině je maximální také na straně kde je pero a tento maximální průhyb činí 0,0201 [mm]. Průhyb byl zjištěn programem Inventor [20].

Výsledné reakce v podporách

$$R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{3,9^2 + 161,3^2} = 161,3 [N] \quad (5.11)$$

$$R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = \sqrt{170,6^2 + 511,8^2} = 539,5 [N] \quad (5.12)$$

Maximální průhyb je 0,0217 [mm], tato hodnota byla zjištěna programem Inventor [20]

Maximální ohybový moment hřídele

Vzdálenost působící síly od podpory 0,0295 [m]

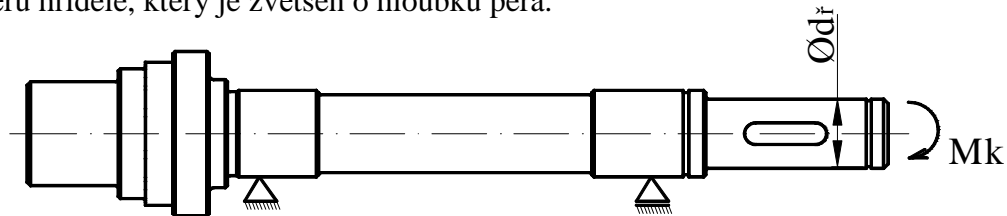
$$M_{o\max} = F_u \cdot 0,0295 = 400 \cdot 0,0295 = 11,8 [Nm] \quad (2.13)$$

Maximální krouticí moment

$$M_{kh} = M_N \cdot i_{sk} \cdot \eta_{pf} \cdot \eta_L = 9,9 \cdot 0,7399 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 6,819 [Nm] \quad (2.14)$$

5.3 Návrh průměrů hnací hřídele z krouticího momentu

Předběžný průměr hřídele se počítá z maximálního krouticího momentu M_{kh} , který bude potřeba pro řezání. Konečný návrh průměru hřídele (obr. 5.3) stanovíme z předběžného průměru hřídele, který je zvětšen o hloubku pera.



Obr. 5.3 Hřídel a jeho minimální průměr

Volba materiálu hřídele [3]: materiál 11 523.1

Mechanické vlastnosti:

- Mez kluzu v tahu $R_e = 230 [MPa]$
- Mez pevnosti v tahu $R_m = 450 [MPa]$

Vychází se ze vztahu

Namáhání v krutu.

$$\tau_k = \frac{M_{kh}}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad (5.15)$$

Průřezový modul v krutu W_k .

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (5.16)$$

Hodnota dovoleného namáhání v krutu τ_{Dk} .

$$\tau_{Dk} = \frac{0,577 \cdot Re}{k} = \frac{0,577 \cdot 230}{2} = 66 [MPa] \quad (5.17)$$

- bezpečnost volím z rozmezí $k = (1,5 \div 2,5) [-]$, volím $k = 2 [-]$

$$\tau_k = \frac{M_{kh} \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{Dk} \Rightarrow d \quad (5.18)$$

Ze vztahu (5.18) pro výpočet krutu se vypočte průměr hřídele.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{kh} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{6819 \cdot 16}{\pi \cdot 66}} = 8,07 [mm] \quad (5.19)$$

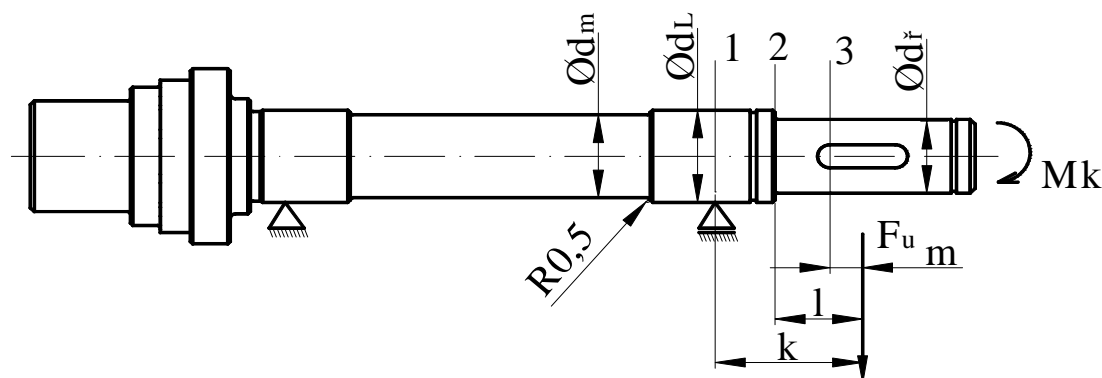
Průměr hřídele d_f zvětšený o hloubku drážky pro pero t_f .

$$d_f = d + t_f = 8,07 + 1,7 = 9,77 [mm] \quad (5.20)$$

Průměr hřídele se volí $d_f = 16 [mm]$

5.4 Statická kontrola hřídele

Při výpočtu statické kontroly se musí uvažovat s možným oslabením hřídele v místě vrubu, to je například drážka pro pero, přechody průměru atd. Proto se při výpočtu bezpečnosti pomocí redukovaného napětí musí započítat také koeficient vrubového účinku (obr. 5.4)



Obr. 5.4 Hnací hřídel se zobrazenými místy vrubu

5.4.1 Statická kontrola v místě 1

Výpočet napětí způsobený ohybovým napětím

$$M_{o\max} = F_u \cdot k = 400 \cdot 0,0295 = 11,8 [Nm] \quad (5.21)$$

- vzdálenost působící síly: $k = 0,0295 [m]$

V tomto místě není žádný vrub, ale je zde největší ohybové zatížení

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o\max} \cdot 32}{\pi \cdot d_L^3} = \frac{11800 \cdot 32}{\pi \cdot 20^3} = 15,02 [MPa] \quad (5.22)$$

- průměr hřídele $d_L = 20 [mm]$

Výpočet napětí způsobený krutem

$$\tau_{k1} = \frac{M_{kh} \cdot 16}{\pi \cdot d_L^3} = \frac{6819 \cdot 16}{\pi \cdot 20^3} = 4,34 [MPa] \quad (5.23)$$

Redukované napětí podle Guestovy hypotézy

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 4 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{15,02^2 + 4 \cdot 4,34^2} = 17,34 [MPa] \quad (5.24)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{red1}} = \frac{230}{17,34} = 13,3 [-] \quad (5.25)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k_{s1} = (1,5 \div 2,5) [-]$

5.4.2 Statická kontrola v místě 2

Součinitel tvaru je teoretický součinitel koncentrace napětí, závisí na způsobu zatěžování a na tvaru vrubu. Tyto součinitele byly číselně vyjádřeny na základě experimentů a jsou uváděny ve formě grafu [6] str. 17.

Ohybový moment v místě 2

$$M_{oh2} = F_u \cdot l = 400 \cdot 0,0175 = 7 [Nm] \quad (5.26)$$

- vzdálenost působící síly od místa 2: $l = 0,0175 [m]$

Výpočet napětí způsobený ohybovým napětím

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{oh2} \cdot 32}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_{o2} = \frac{7000 \cdot 32}{\pi \cdot 16^3} \cdot 2,3 = 40,04 [MPa] \quad (5.27)$$

- průměr hřídele $d_f = 16$ [mm]
- součinitel tvaru v místě 2: $\alpha_{o2} = 2,3$ [-]

Výpočet napětí způsobený krutem

$$\tau_{k2} = \frac{M_{kh} \cdot 16}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_{k2} = \frac{6819 \cdot 16}{\pi \cdot 16^3} \cdot 1,8 = 15,26 [MPa] \quad (5.28)$$

- součinitel tvaru v místě osazení 2: $\alpha_{k2} = 1,8$ [-]

Redukované napětí podle Guestovy hypotézy

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 4 \cdot \tau_{k2}^2} = \sqrt{40,04^2 + 4 \cdot 15,26^2} = 50,35 [MPa] \quad (5.29)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{s2} = \frac{R_e}{\sigma_{red2}} = \frac{230}{50,35} = 4,5 [-] \quad (5.30)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k_{s2} = (1,5 \div 2,5)$ [-]

5.4.3 Statická kontrola v místě 3**Ohybový moment v místě 3**

$$M_{oh3} = F_u \cdot m = 400 \cdot 6,5 = 2,6 [Nm] \quad (5.31)$$

- vzdálenost působící síly od místa 3: $m = 0,0065$ [m]

Výpočet napětí způsobený ohybovým napětím

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{oh3} \cdot 32}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_{o3} = \frac{2600 \cdot 32}{\pi \cdot 16^3} \cdot 2,9 = 18,75 [MPa] \quad (5.32)$$

- součinitel tvaru v místě 3: $\alpha_{o3} = 2,9$ [-]
- průměr hřídele $d_f = 16$ [mm]

Výpočet napětí způsobený krutem

$$\tau_{k3} = \frac{M_{kh} \cdot 16}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_{k3} = \frac{6819 \cdot 16}{\pi \cdot 16^3} \cdot 3,2 = 27,13 [MPa] \quad (5.33)$$

- součinitel tvaru v místě 3: $\alpha_{k3} = 3,2$ [-]

Redukované napětí podle Guestovy hypotézy

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{o3}^2 + 4 \cdot \tau_{k3}^2} = \sqrt{18,75^2 + 4 \cdot 27,13^2} = 57,41 [MPa] \quad (5.34)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{s3} = \frac{R_e}{\sigma_{red3}} = \frac{230}{57,41} = 4 [-] \quad (5.35)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k_{s3} = (1,5 \div 2,5) [-]$

5.5 Dynamická kontrola hřídele

Dynamická kontrola se provádí z důvodu opakujícího se zatížení, které na součást působí. Je závislá na způsobu zatěžování, vlastnosti a tvaru materiálů. Dynamická kontrola se provedla ve dvou místech 2,3 (obr. 5.4), která jsou podle statické kontroly nejnáchylnější na vznik poruchy.

Mez únavy hladkého vzorku pro souměrně střídavé zatížení v ohybu [6] $\sigma_C = 200 [MPa]$

Mez únavy reálné součásti je nižší než hodnota σ_C a vypočítá se podle vztahu

$$\sigma_C^* = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} \quad (5.36)$$

5.5.1 Dynamická kontrola v místě 2**Vrubový součinitel podle [6]**

$$\beta_2 = 1 + \frac{\alpha_{o2} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{r}}} = 1 + \frac{2,3 - 1}{1 + \frac{0,5}{\sqrt{0,5}}} = 1,76 \quad (5.37)$$

- vrubový součinitel podle Neubergera $\sqrt{A} = 0,5$
- součinitel tvaru $\alpha_{o2} = 2,3 [-]$

Součinitel velikosti ε_v podle [6]

Zohledňuje velikost součásti a možnost většího výskytu vad.

$$\varepsilon_v = 0,92 [-]$$

Součinitel jakosti povrchu podle [6]

Zohledňuje jakost a kvalitu povrchu.

$$\eta_p = 0,85 [-]$$

Mez únavy reálné součásti (5.36)

$$\sigma_{c2}^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_2} = 200 \cdot \frac{0,92 \cdot 0,85}{1,76} = 88,9 [MPa]$$

Ohybové napětí

Pro zjištění bezpečnosti se musí stanovit ohybové napětí

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{oh2} \cdot 32}{\pi \cdot d_f^3} = \frac{7000 \cdot 32}{\pi \cdot 16^3} = 17,41 [MPa] \quad (5.38)$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{d2} = \frac{\sigma_{c2}^*}{\sigma_{o2}} = \frac{88,9}{17,41} = 5,1 [-] \quad (5.39)$$

Napětí způsobené krutem (5.28)

$$\tau_{k2} = \frac{M_{kh} \cdot 16}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_{k2} = \frac{6819 \cdot 16}{\pi \cdot 16^3} \cdot 1,8 = 15,26 [MPa]$$

- součinitel tvaru v místě osazení 2: $\alpha_{k2} = 1,8 [-]$

Bezpečnost v krutu

$$k_{\tau2} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{k2}} = \frac{0,577 \cdot 230}{15,26} = 8,69 [-] \quad (5.40)$$

Celková dynamická bezpečnost

$$k_{c2} = \frac{k_{d2} \cdot k_{\tau2}}{\sqrt{k_{d2}^2 + k_{\tau2}^2}} = \frac{5,1 \cdot 8,69}{\sqrt{5,1^2 + 8,69^2}} = 4,4 [-] \quad (5.41)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k_{c2} = (1,5 \div 2,5) [-]$

5.5.2 Dynamická kontrola v místě 3

Dynamickou kontrola se provede také v nejnebezpečnějším místě podle statické kontroly.

A to je v místě 3

Vrubový součinitel podle [6]

$$\beta_3 = 1 + \frac{\alpha_{o3} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{r}}} = 1 + \frac{2,9 - 1}{1 + \frac{0,5}{\sqrt{0,4}}} = 2,06 \quad (5.42)$$

- vrubový součinitel podle Neubergera $\sqrt{A} = 0,5$
- součinitel tvaru v ohybu $\alpha_{o3} = 2,9 [-]$

Součinitel velikosti ε_v podle [6]

$$\varepsilon_v = 0,92 [-]$$

Součinitel jakosti povrchu podle [6]

$$\eta_p = 0,85 [-]$$

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_{c3}^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_3} = 200 \cdot \frac{0,92 \cdot 0,85}{2,06} = 75,92 [MPa] \quad (5.43)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{oh3} \cdot 32}{\pi \cdot d_f^3} = \frac{2600 \cdot 32}{\pi \cdot 16^3} = 6,47 [MPa] \quad (5.44)$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{d3} = \frac{\sigma_{c3}^*}{\sigma_{o3}} = \frac{75,92}{6,47} = 11,73 [-] \quad (5.45)$$

Napětí způsobené krutem (5.33)

$$\tau_{k3} = \frac{M_{kh} \cdot 16}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_{k3} = \frac{6819 \cdot 16}{\pi \cdot 16^3} \cdot 3,2 = 27,13 [MPa]$$

- součinitel tvaru v místě 3: $\alpha_{k3} = 3,2 [-]$

Bezpečnost v krutu

$$k_{\tau3} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{k3}} = \frac{0,577 \cdot 230}{27,13} = 4,89 [-] \quad (5.46)$$

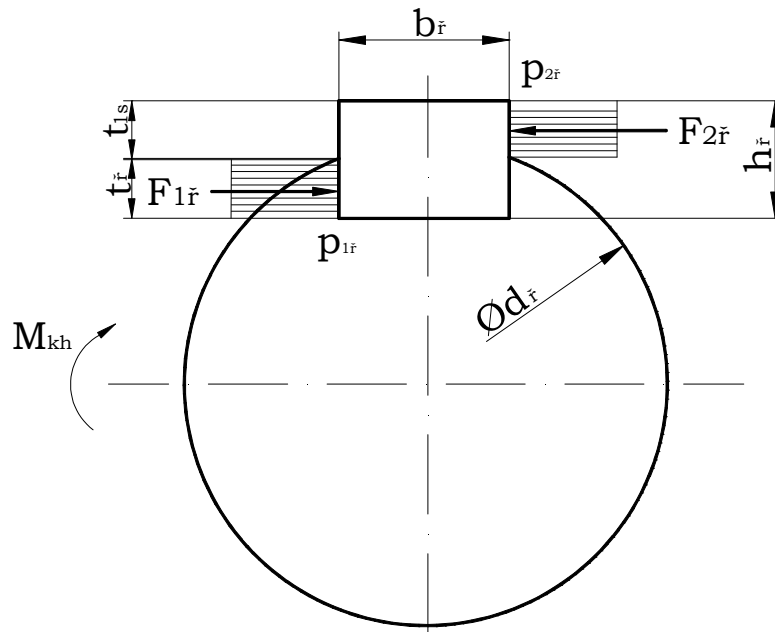
Celková dynamická bezpečnost

$$k_{c3} = \frac{k_{d3} \cdot k_{\tau3}}{\sqrt{k_{d3}^2 + k_{\tau3}^2}} = \frac{11,73 \cdot 4,89}{\sqrt{11,73^2 + 4,89^2}} = 4,5 [-] \quad (5.47)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k_{c3} = (1,5 \div 2,5) [-]$

5.6 Kontrola pera hlavní hřídele

Podle průměru hřídele se zvolí velikost těsného pera a vypočítá se jeho délka. Krouticí moment se přenáší pomocí boku pera drážek, které jsou namáhány tlakem.



Obř. 5.5 Spojení pomocí pera, jeho rozměry a působící síly

Pero [3] str. 463:

- šířka $b_{\text{ř}} = 5$ [mm]
- výška $h_{\text{ř}} = 5$ [mm]
- $t_{\text{ř}} = 2,9$ [mm]
- $t_{1\text{ř}} = 2,1$ [mm]
- dovolený tlak $p_{\text{Dov}} = 100$ [MPa]
- průměr hřídele pod řemenovým kolem $d_{\text{ř}} = 16$ [mm]

Výpočet síly $F_{2\text{ř}}$ [N]

$$F_{2\text{ř}} = \frac{M_{\text{kh}}}{\frac{d_{\text{ř}}}{2} + \frac{t_{1\text{ř}}}{2}} = \frac{6,819 \cdot 10^3}{\frac{16}{2} + \frac{2,1}{2}} = 753,5 \text{ [N]} \quad (5.48)$$

Výpočet délky pera z kontroly na otláčení

$$p_{2\text{ř}} = \frac{F_{2\text{ř}}}{(l_{\text{ř}} - b_{\text{ř}}) \cdot t_{1\text{ř}}} = \frac{F_{2\text{ř}}}{l_{\text{ř}}' \cdot t_{1\text{ř}}} \leq p_{\text{Dov}} \Rightarrow l_{\text{ř}}' \quad (5.49)$$

Ze vztahu (5.49) vypočteme délku pera

$$l_{\tilde{r}}' = \frac{F_{2\tilde{r}}}{t_{1\tilde{r}} \cdot p_{Dov}} = \frac{753,5}{2,1 \cdot 100} = 3,6 [mm] \quad (5.50)$$

$$l_{\tilde{r}} = l_{\tilde{r}}' + b_{\tilde{r}} = 3,6 + 5 = 8,6 [mm] \text{ volím } l_{\tilde{r}} = 18 [mm] \quad (5.51)$$

Kontrola tlaku v náboji ze vztahu (5.49)

$$p_{2\tilde{r}} = \frac{F_{2\tilde{r}}}{(l_{\tilde{r}} - b_{\tilde{r}}) \cdot t_{1\tilde{r}}} = \frac{753,5}{(18 - 5) \cdot 2,1} = 27,6 [MPa]$$

Musí vyhovovat podmínka na otlačení [4] str. 80.

$$p_{2\tilde{r}} \leq p_{Dov} \quad (5.52)$$

$27,6 [MPa] \leq 100 [MPa]$ vyhovuje

Kontrola tlaku na hřídeli

$$F_{1\tilde{r}} = \frac{M_{kh}}{\frac{d_{\tilde{r}}}{2} - \frac{t_{\tilde{r}}}{2}} = \frac{6,819 \cdot 10^3}{\frac{16}{2} - \frac{2,9}{2}} = 1041 [N] \quad (5.53)$$

$$p_{1\tilde{r}} = \frac{F_{1\tilde{r}}}{l_{\tilde{r}} \cdot t_{\tilde{r}}} = \frac{1041}{18 \cdot 2,9} = 19,9 [MPa] \quad (5.54)$$

Musí vyhovovat podmínka na otlačení.

$$p_{1\tilde{r}} \leq p_{Dov} \quad (5.55)$$

$19,9 [MPa] \leq 100 [MPa]$ vyhovuje

6 Návrh a výpočet hřídele předřezu

Tato hřídel pohání předřezový kotouč. Hřídel je poháněná řemenovým převodem. To znamená, že na jednom konci hřídele je umístěno řemenové kolo. Na opačném konci hřídele je umístěn řezný kotouč, krouticí moment na tento kotouč přenáší třecí podložky, které jsou dotaženy jako u hlavního řezného kotouče maticí.

Volba materiálu hřídele [3]: materiál 11 523.1

Mechanické vlastnosti:

- Mez kluzu v tahu $R_e = 230$ [MPa]
- Mez pevnosti v tahu $R_m = 450$ [MPa]

6.1 Působení sil na hřídel

Na hřídel působí řezná síla a od řemenového převodu síla napínací. Obě tyto síly se musí rozložit do os x a y a těmito silami je potom zatížena hřídel.

Rozložení sil napínací

$$F_{up} = 81 [N]$$

$$F_{upx} = F_{up} \cdot \sin \alpha = 81 \cdot \sin 35 = 46,46 [N]$$

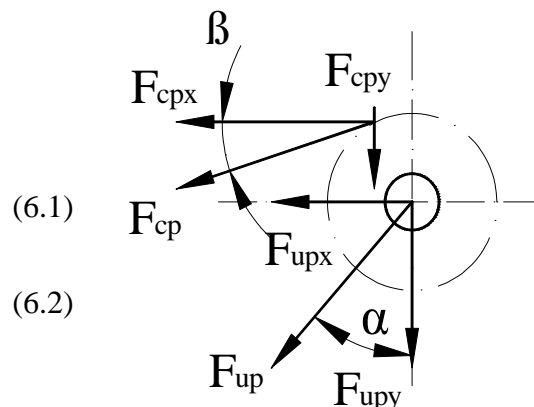
$$F_{upy} = F_{up} \cdot \cos \alpha = 81 \cdot \cos 35 = 66,35 [N]$$

Rozložení sil od řezné síly

$$F_{cp} = 11 [N]$$

$$F_{cpx} = F_{cp} \cdot \cos \beta = 11 \cdot \sin 15 = 2,85 [N]$$

$$F_{cpy} = F_{cp} \cdot \sin \beta = 11 \cdot \sin 15 = 10,63 [N]$$



Obr. 6.1 Schéma zatížení hřídele silami

6.2 Návrh a kontrola hřídele

Výpočet reakcí, návrh průměrů a kontrola hřídele předřezu je provedena v programu Inventor [20] a jeho výsledky a grafy jsou přiloženy v příloze [P4]. Tato hřídel plně vyhovuje zatížení ve všech ohledech.

7 Návrh a výpočet ložisek hlavní hřídele

Podle průměrů hřídele se volí kuličková jednořadá ložiska **SKF 6204 2RSH**, tyto ložiska jsou opatřena kontaktním těsněním z nitrilové pryže. Toto těsnění spolehlivě utěsní ložisko a zabrání vniku nečistot a prachu, který se zde vyskytuje od řezání a zaručí dlouhou životnost ložiska.

Součinitele pro výpočet ložiska se získají z katalogu SKF [9]:

- *dynamická únosnost* $C = 13500$ [N]
- *statická únosnost* $C_0 = 6550$ [N]
- *mezí únavové zatížení* $P_u = 280$ [N]
- *skutečné radiální zatížení* $F_r = 539,5$ [N]
- *skutečné axiální zatížení* $F_a = 0$ [N]



Obr. 7.1 Model ložiska

7.1 Ekvivalentní statické zatížení

$$P_0 = F_r + F_a = 539,5 + 0 = 539,5 \text{ [N]} \quad (7.1)$$

Kontrola statické únosnosti

$$s_o = \frac{C_0}{P_0} = \frac{6550}{539,5} = 12,1 [-] \quad (7.2)$$

Minimální hodnoty součinitele statické bezpečnosti s_0 [9].

- *pro normální provozní podmínky, hlučnost chodu normální, bude* $s_0 = 1$ [-]

Statická únosnost vyhovuje.

7.2 Ekvivalentní dynamické zatížení

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (7.3)$$

$$\frac{0}{777} = 0 \leq e$$

$$P = F_r + F_a = 539,5 + 0 = 539,5 \text{ [N]} \quad (7.4)$$

Trvanlivost podle SKF [9]:

- požadovaná spolehlivost 98 [%]
- součinitel spolehlivosti $a_1 = 0,33$ [-]
- otáčky $n_{sk} = 3905$ [min^{-1}]
- exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem $p = 3$ [-]

Součinitel teorie trvanlivosti podle a_{SKF} :

- součinitel znečištění oleje, pro čisté provozní podmínky $\eta_c = 0,5$ [-]
- rozměry průměru ložiska malý $d_L = 20$ [mm], velký $D_L = 47$ [mm]
- viskozita daná rozměry ložiska

$$d_m = 0,5 \cdot (d_L + D_L) = 0,5 \cdot (20 + 47) = 33,5 [\text{mm}] \quad v_1 = 15 [\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$$

- viskozita daná kvalitou podle ISO 15 $v = 12 [\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

Viskózní poměr $\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{12}{15} = 0,8$ [-]

Poměr $\frac{P_u}{P} = \frac{280}{539,5} = 0,52$ [-]

Dostaneme součinitel trvanlivosti podle $a_{SKF} = 4$ [-]

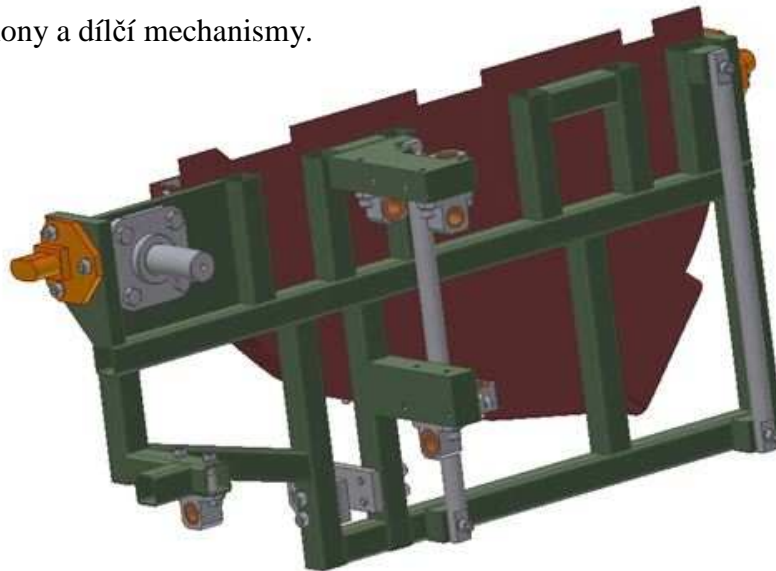
Trvanlivost ložiska

$$L_{2m} = a_{SKF} \cdot a_1 \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = 4 \cdot 0,33 \cdot \left(\frac{13500}{539,5} \right)^3 = 20682 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (7.5)$$

$$L_{2mh} = L_{2m} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{sk}} = 20682 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3905} = 88250 [\text{hod}] \quad (7.6)$$

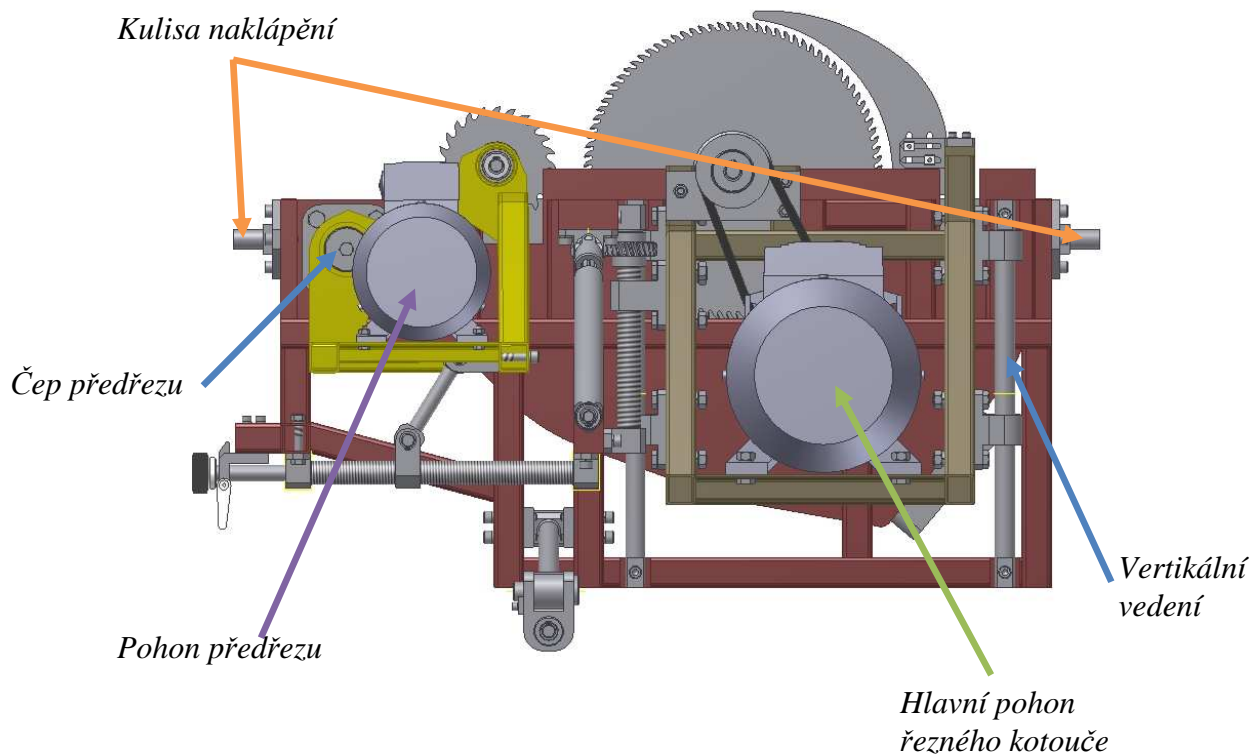
8 Stanovení sil vnitřního mechanismu

U vnitřního mechanismu se stanoví síly a zkontrolují navržené části. Vnitřní mechanismus se skládá ze svařované konstrukce (obr. 8.1), ke které jsou připevněny jednotlivé pohony a dílčí mechanismy.



Obr. 8.1 Rám naklápěcího mechanismu

Ve vertikálním vedení (obr. 8.2) je umístěn pohon hlavního řezného kotouče, který se pohybuje pomocí šroubů. Předřez je uchycen na čepu, na kterém se otáčí a tím mění výšku řezu.

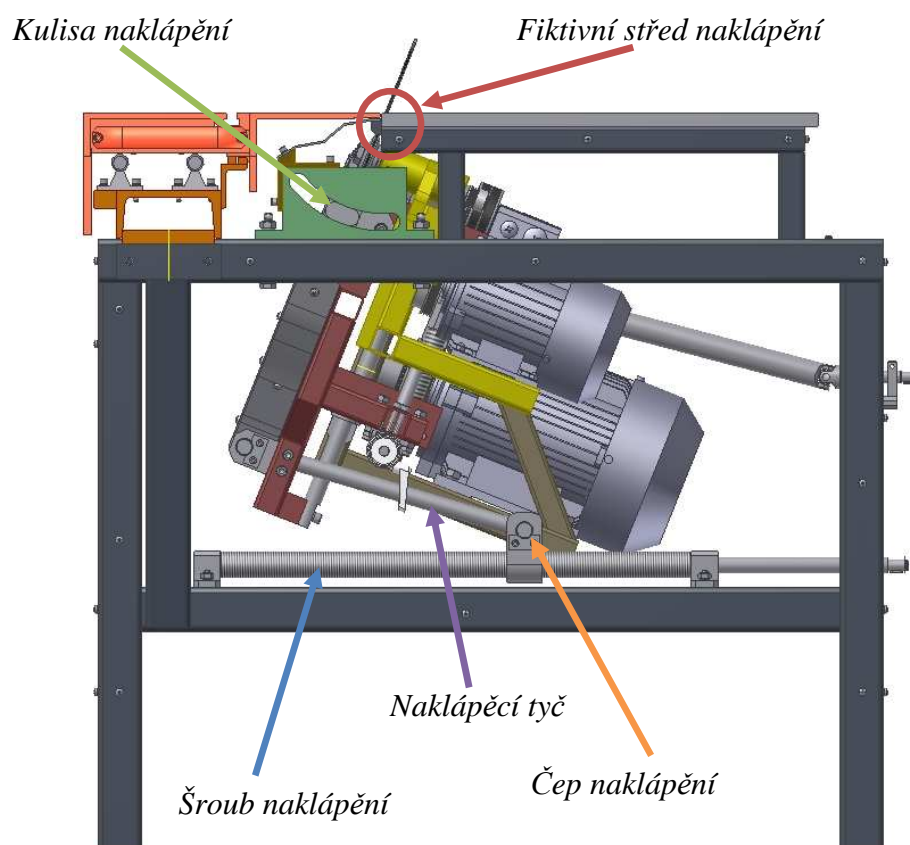


Obr. 8.2 Celý naklápěcí mechanismus

8.1 Stanovení působících sil v naklápěcím mechanismu

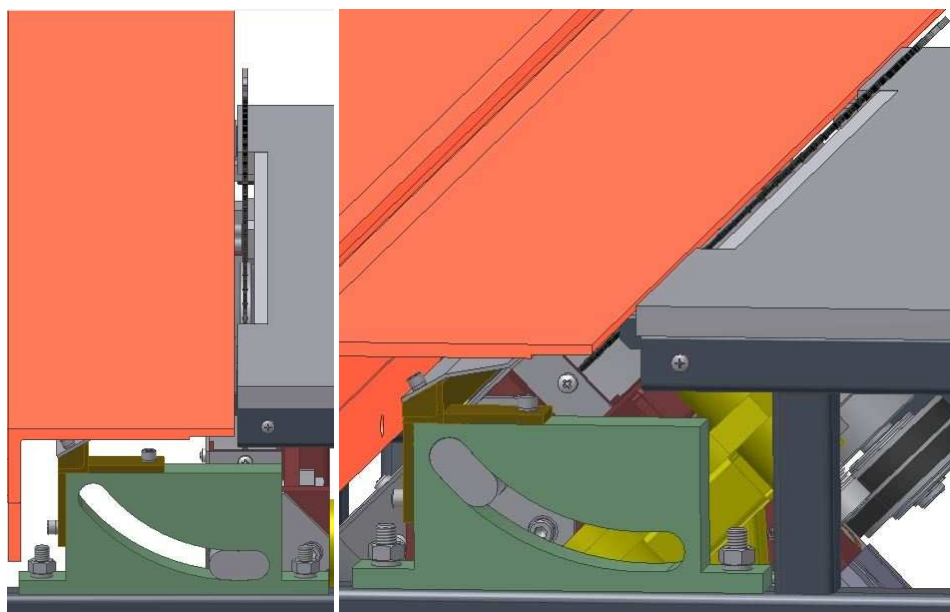
Celý vnitřní mechanismus se naklápí pomocí šroubu (obr. 8.3). Šroub má lichoběžníkový závit se stoupáním 3 [mm]. Mechanismus je zavěšen a naklápí se v kulise. Tyto kulisy jsou dvě, na každé straně jedna, z důvodu bezpečnosti se počítá s jednou kulisou. Rozsah naklápění je 0 [°] až 46 [°].

Kulisový naklápěcí systém byl zvolen z důvodu toho, aby se kotouče mohli naklápět a průřez roviny stolu a pilových kotoučů měli pořád stejnou polohu. To znamená, aby například pilový kotouč nezajížděl hluboko do stolu. Tento návrh naklápění má pomyslný střed, kolem kterého se naklápí už ve zmíněném průřezu roviny stolu a pily.



Obr. 8.3 Pohled na naklápění pily

Na následujícím obrázku obr. 8.4 jde vidět mezera mezi pilovým kotoučem a stolem jak při kolmém nastavení řezu 0 [°], tak při maximálním naklonění 46 [°]. Tato mezera je v obou případech dostatečně velká. V prvním případě kdy pilový kotouč je kolmý ke stolu, je mezera mezi kotoučem a stolem 4 [mm]. V případě kdy kotouč je nakloněn o 46 [°] je mezera 1,5 [mm]. Proto se v žádném z případů nemusí mezera nijak nastavovat.

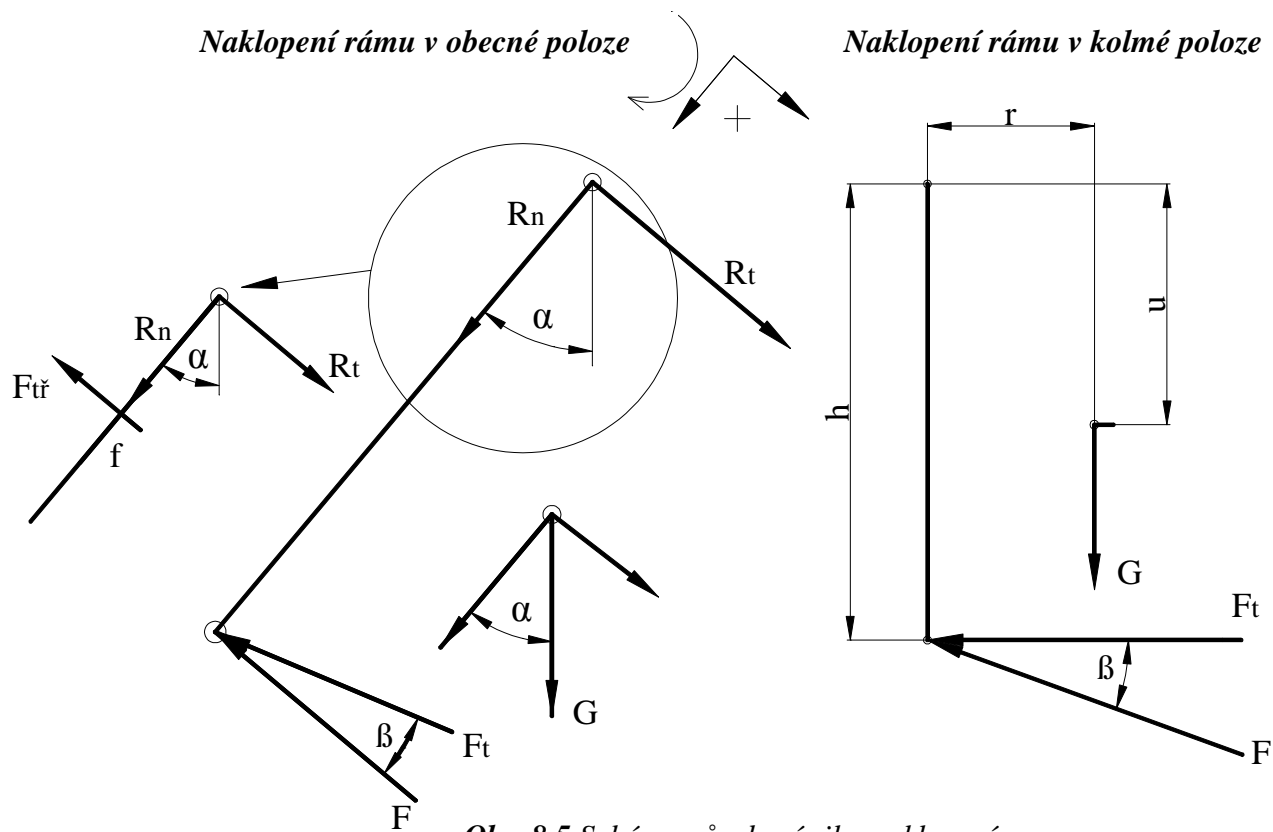


Obr. 8.4 Detail mezery mezi kotoučem a stolem

8.1.1 Výpočet sil potřebné k naklonění

Pro výpočet sil potřebné k naklonění se nejdříve provedl kinematický rozbor působících sil. Z modelu vytvořeného v programu Inventor [20] byla zjištěna hmotnost vnitřního mechanismu a poloha těžiště.

- Hmotnost vnitřního mechanismu $m = 82 \text{ [kg]}$



Obr. 8.5 Schéma působení sil v naklonění

Kinematika a úhly:

V modelu je nastaveno šest náhodně zvolených úhlů naklopení α a jsou odměřeny odpovídající úhly β . Všechny výpočty se provedly v programu excel [22]. Velikosti úhlů jsou uvedeny v tab. 8.1.

Z modelu se také musely odměřit délkové rozměry jednotlivých působišť sil (tab. 8.2).

Tab. 8.1 Úhly

α [°]	β [°]
0	11,1
10	2,36
13,25	0
20	-4,26
30	-8,56
46	-10,4

Tab. 8.2 Délkové rozměry

r	u	h
179	274	415

Příklad výpočtů:

Velikosti sil ve šroubu „F“ pro vybrané případy naklopení rámu. Je uveden pouze postup výpočtu, samotný výpočet z konkrétními hodnotami je proveden v exelu [22]. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tab. 8.3.

$$G \cdot \cos \alpha \cdot r + F \cdot \cos \beta \cdot h - G \cdot \sin \alpha \cdot u = 0 \quad (8.1)$$

$$F = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot r - G \cdot \sin \alpha \cdot u}{\cos \beta \cdot h} \quad [N] \quad (8.2)$$

Poté se zjistí reakce v kloubu a z normálové síly se určí třecí síla, která se pak musí zahrnout do síly, která naklápí celý mechanismus.

$$\begin{aligned} \sum F_n &= 0 & \sum F_t &= 0 \\ G \cdot \cos \alpha - F \cdot \sin \beta - R_n &= 0 & G \cdot \sin \alpha - F \cdot \cos \beta - R_t &= 0 \end{aligned} \quad (8.3)$$

Třecí síla

$$F_{tr} = F_n \cdot f \quad (8.4)$$

Tab. 8.3 Výsledky síla a reakcí

α [°]	β [°]	F_t [N]	F [N]	R_n [N]	R_t [N]	R [N]	F_{tr} [N]	F_c [N]
0	11,100	-346,9	-353,6	872	347	939	174,5	528
10	2,360	-249,5	-249,7	802	389	892	160,5	410
13,25	0,000	-215,9	-215,9	783	400	879	156,6	373
20	-4,260	-144,4	-144,8	767	420	874	153,3	298
30	-8,560	-34,9	-35,3	702	437	827	140,4	176
46	-10,400	141,1	143,4	533	438	690	106,6	250

Největší síla působí ve šroubu v poloze kdy úhel $\alpha = 0 [^\circ]$, kdy působí tato síla opačně než je na obr. 8.5. V opačné poloze $\alpha = 46 [^\circ]$ má síla menší hodnotu a směr podle obr. 8.5.

8.1.2 Výpočet čepu pro naklápěcí tyč

Naklápěcí tyč je připevněna pomocí čepů k vnitřní naklápěcí části pily a k matici pomocí, které se naklápí. Síly potřebné pro naklápění jsou uvedena v tabulce tab. 8.3. Vybere se ta největší síla, která bude působit na čep.

- v tomto případě $F_c = F = 528 [N]$
- šířku $c = 10 [mm]$
- materiál čepu volím 11 500
- Re tohoto materiálu je $Re = 250 [MPa]$
- bezpečnost $k_s = 2$

Výpočet minimálního průměru čepu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot 1,25 \cdot c}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} = \frac{16 \cdot F \cdot 1,25 \cdot c}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{Do} = \frac{Re}{k_s} \quad (8.5)$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F \cdot 1,25 \cdot c \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 528 \cdot 1,25 \cdot 10 \cdot 2}{\pi \cdot 250}} = 6,5 [mm] \quad (8.6)$$

Volí se z důvodu vyšší tuhosti průměr $d = 20 [mm]$

Kontrola na ohyb (8.5)

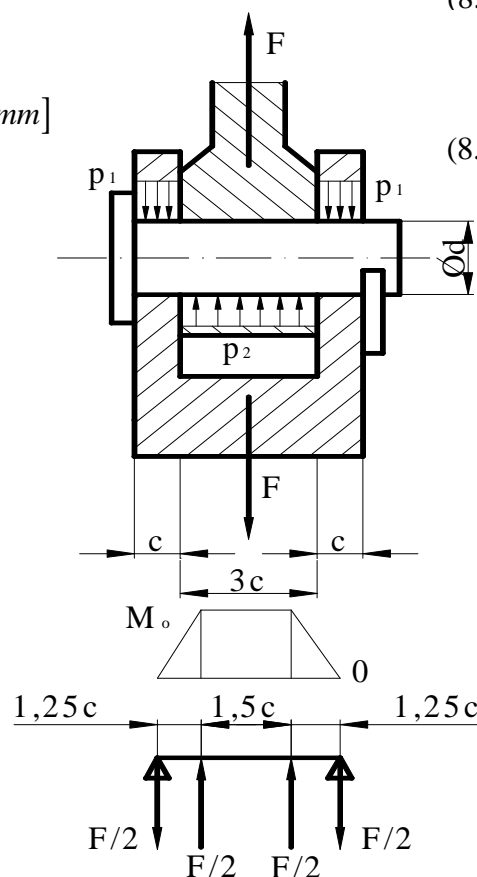
$$\begin{aligned} \sigma_o &= \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot 1,25 \cdot c}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} = \frac{16 \cdot F \cdot 1,25 \cdot c}{\pi \cdot d^3} \\ &= \frac{16 \cdot 528 \cdot 1,25 \cdot 10}{\pi \cdot 20^3} = 4,2 [MPa] \end{aligned}$$

Kontrola na střih

$$\tau_s = \frac{\frac{F}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 528}{\pi \cdot 20^2} = 0,84 [MPa] \quad (8.7)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{4,2^2 + 3 \cdot 0,84^2} = 4,4 [MPa] \quad (8.8)$$



Obr. 8.6 Schéma působení sil na čep

Bezpečnost

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}^{HMH}} = \frac{250}{4,4} = 56 \quad (8.9)$$

Kontrola měrného tlaku

$$p_1 = \frac{\frac{F}{2}}{c \cdot d} = \frac{F}{2 \cdot c \cdot d} \leq p_D \quad (8.10)$$

$$p_1 = \frac{F}{2 \cdot c \cdot d} = \frac{528}{2 \cdot 10 \cdot 20} = 1,32 \text{ MPa}$$

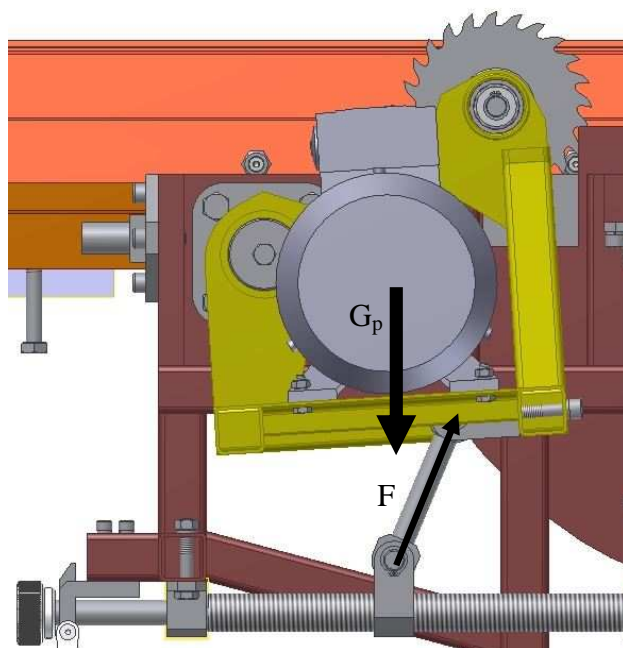
Pro materiál 11 500 $\Rightarrow p_D = 100 \text{ MPa}$ což vyhovuje [4] str. 83

Čep je značně předimenzován a to z toho důvodu, aby byl mechanismus dosti tuhý.

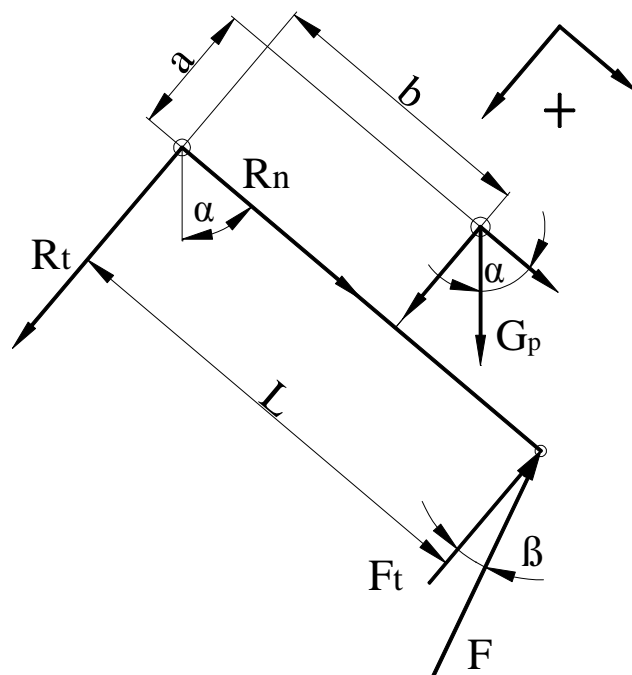
Šroub, pomocí kterého se vnitřní části naklápí, je navržen se značnou bezpečností, a tudíž zde není jeho výpočet uveden.

8.2 Stanovení sil v předřezu

V modelu se určily tři různé úhly α . Z modelu se zjistily odpovídající úhly β . V modelu se také zjistí poloha těžiště a vzdálenosti. Je uveden pouze příklad výpočtu, konkrétní výsledky byly vypočteny v exelu [22], výsledné hodnoty jsou uvedeny v tab. 8.5.



Obr. 8.7 Detail předřezu



Obr. 8.8 Schéma působení sil

- hmotnost $m_p = 12,5$ [kg]
- tíha předřezu $G_p = 122,6$ [N]
- vzdálenost $a = 44$ [mm]
- vzdálenost $b = 93$ [mm]
- vzdálenost $L = 156,5$ [mm]

Tab. 8.4 Úhly nastavení předřezu

α [°]	β [°]
50	20
45	12
36	6

Nejdříve si vypočteme sílu ve F potřebnou ke zvedání

$$G_p \cdot \sin \alpha \cdot b - F \cdot \cos \beta \cdot L + G_p \cdot \cos \alpha \cdot a = 0 \quad (8.11)$$

$$F = \frac{G_p \cdot \cos \alpha \cdot a + G_p \cdot \sin \alpha \cdot b}{\cos \beta \cdot L} \quad [N] \quad (8.12)$$

Síla působící na horní čep

$$\sum F_n = 0$$

$$G_p \cdot \cos \alpha - F \cdot \sin \beta - R_n = 0 \quad (8.13)$$

$$\sum F_t = 0$$

$$G_p \cdot \sin \alpha - F \cdot \cos \beta - R_t = 0 \quad (8.14)$$

Výsledná síla působící na čep

$$R = \sqrt{R_t^2 + R_n^2} \quad (8.15)$$

Tab. 8.5 Výsledné hodnoty působících sil

α [°]	β [°]	F [N]	R _t [N]	R _n [N]	R [N]
50	20,000	82,9870	15,954	50	53
45	12,000	77,6007	5,535	69	70
36	6,000	71,1131	-10,455	91	91

Výpočet čepu pro zvedací tyč předřezu

Čep se v tomto místě nekontroloval a to z důvodu zkušenosti z předešlé kontroly čepu u naklápačského mechanismu. V tomto místě jsou síly o dost menší, a proto se předpokládá, že navržený čep bude plně vyhovovat s dostatečnou bezpečností.

Stejný případ se týká také šroubu, pomocí kterého se předřez zvedá. Zde se kontrola také neprováděla, protože je tento šroub značně předimenzován, proto by byl jeho výpočet zbytečný.

8.3 Kontrola a návrh zvedání hlavního pilového kotouče

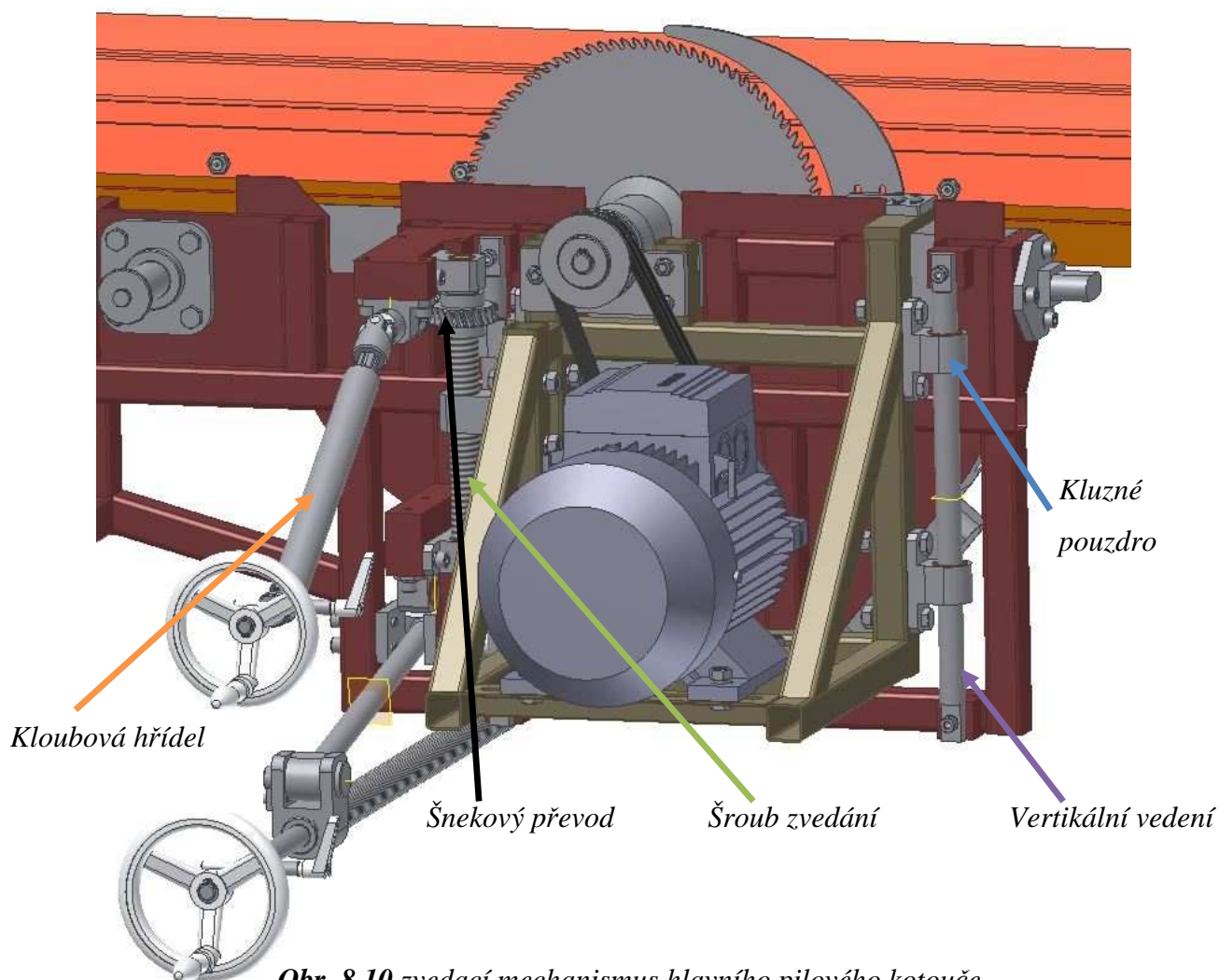
Hlavní pilový kotouč se polohuje pomocí kliky, kterou otáčíme výsuvnou kloubovou hřídel (obr. 8.9). Tato hřídel zde je použita z důvodu toho že se rám naklápí a abychom zamezili naklápění kliky, tak se tento pohyb eliminuje touto hřídelí. Dále kloubová hřídel pohání šnekové soukolí a to otáčí šroubem, po kterém se pohybuje matice připevněná k zvedacímu mechanismu hlavního pohonu.

Výsuvná kloubová hřídel 05GA35 od firmy T.E.A. Technik [18], (obr. 8.9)



Obr. 8.9 Výsuvná kloubová hřídel

Zvedací mechanismus je tak z převodován, že jedna otáčka kliky se rovná zdvihu jednoho milimetru pily. (převodový poměr šnekového soukolí je $i = 5$ [-] a stoupání lichoběžníkového šroubů je 5 [mm]).



Obr. 8.10 zvedací mechanismus hlavního pilového kotouče

Pro kontrolu šroubu se nejdříve musí vypočítat působení sil na pouzdra vedení a jejich třecí sílu v pouzdrech, která se zahrne k celkové síle při kontrole šroubů. Vedení se zjednoduší a předpokládá se, že zvedací mechanismus je veden pouze v jednom z vedení, tudíž jsme na straně bezpečnosti (obr. 8.11).

- hmotnost $m_h = 36$ [kg]
- vzdálenost $A = 185$ [mm]
- vzdálenost $B = 132$ [mm]

Celková tíha

$$G_h = m_h \cdot g = 36 \cdot 9,81 = 353 [N] \quad (8.16)$$

Výpočet reakcí

$$\sum M_{oha} = 0$$

$$S_b \cdot A - G_h \cdot B = 0 \quad (8.17)$$

$$S_b = \frac{G_h \cdot B}{A} = \frac{353 \cdot 132}{185} = 252 [N] \quad (8.18)$$

Reakce S_a bude stejná jako S_b

Třecí síla v kluzném pouzdře bude:

$$F_{tře} = S_a \cdot f_l = 252 \cdot 0,1 = 25,2 [N] \quad (8.19)$$

- tření v kluzném pouzdře $f_l = 0,1$ podle katalogu výrobce kluzných pouzder SKF [10]

Kontrola šroubu zvedání

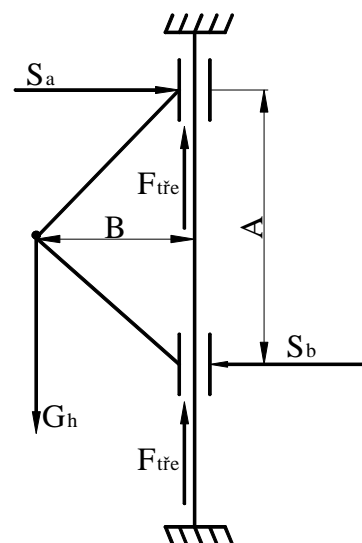
Z tabulek volím lichoběžníkový rovnoramenný jednochodý závit podle ČSN 01 4050

$$\text{Tr } 24 \times 5 \quad \text{průměr} \quad \begin{aligned} d_3 &= 18,5 \text{ mm} \\ d_2 &= 21,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Síla v ose šroubů

Osa šroubu je téměř totožná s osou vedení, a proto zjednodušeně můžeme konstatovat, že bude mít osová síla ve šroubu velikost podle vztahu (8.19).

$$F_o = G_h + 2 \cdot F_{tře} = 353 + 2 \cdot 25,2 = 403,4 [N] \quad (8.20)$$



Obr. 8.11 Působení sil na vedení hlavního kotouče

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 403,4}{\pi \cdot 18,5^2} = 1,5 [MPa] \quad (8.21)$$

f_s = ocel – ocel (mazané) 0,1 – 0,12 volím $f_s = 0,12$ [3] str. 34

$$\psi = \arctan \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctan \frac{5}{\pi \cdot 15} = 4,234 [^\circ] \quad (8.22)$$

$$\varphi' = \arctan \frac{f_s}{\cos \beta / 2} = \arctan \frac{0,12}{\cos 15^\circ} = 7,082 [^\circ] \quad (8.23)$$

$\psi \leq \varphi' \quad 4,234^\circ \leq 7,082^\circ$ podmínka samosvornosti vyhovuje

$$\tau = \frac{M_{Tz}}{W_k} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 16 \cdot F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot d_2}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{8 \cdot 403,4 \cdot \tan(4,234 + 7,082) \cdot 21,5}{\pi \cdot 18,5^3} = 0,7 [MPa] \quad (8.24)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{1,5^2 + 4 \cdot 0,7^2} = 2,05 [MPa] \quad (8.25)$$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{250}{2,05} = 122 \quad \text{součinitel bezpečnosti vyhovuje} \quad (8.26)$$

Výpočet výšky matice:

$$p \leq p_D \quad (8.27)$$

- dovořený měrný tlak v závitě pohybového šroubu, pro ocel [4] str. 41, $p_D = 20$ [MPa]

Nosná hloubka závitů H_1 , $d = 24mm$ $D_1 = 19mm$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{24 - 19}{2} = 2,5 [mm] \quad (8.28)$$

Počet závitů

$$\frac{F_o}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_D \Rightarrow z \quad (8.29)$$

$$z \geq \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{403,4}{\pi \cdot 21,5 \cdot 2,5 \cdot 20} = 0,12 \doteq 1$$

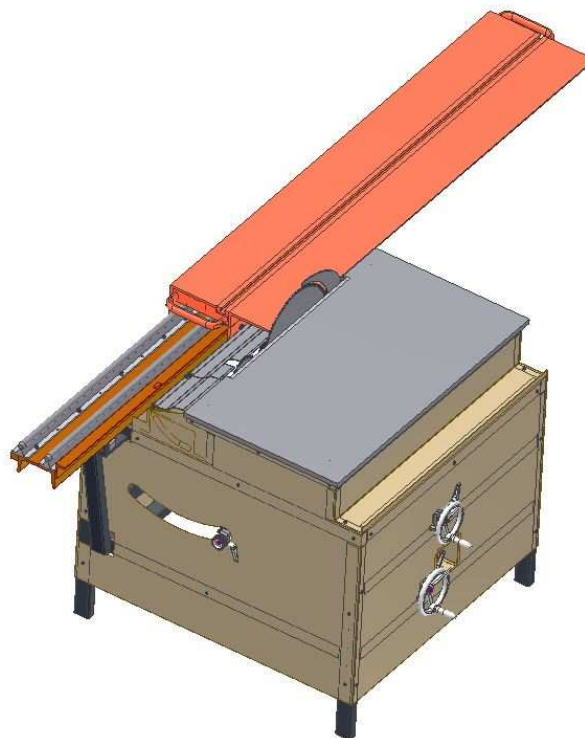
Výška matice h

$$h_m = z \cdot P = 1 \cdot 5 = 5 [mm] \quad (8.30)$$

Výšku matice volím 30 mm.

9 Závěr

Dle zadání diplomové práce byl vypracován návrh konstrukčního řešení formátovací pily. Úkolem bylo navrhnout pouze hlavní část formátovací pily. Výhledově se počítá s tím, že tato pila bude doplněna o přidavné a podpěrné stoly. Tato pila bude sloužit hlavně na rozřezávání velkoplošného materiálu a masivu ze dřeva v domácím provozu. Proto má návrh jednoduchou konstrukci, aby se docílilo co nejnižší pořizovací ceny za podmínky dodržet všechny nezbytné funkce formátovacích pil. Konečný návrh formátovací pily můžeme vidět na obr. 9.1.



Obr. 9.1 Model formátovací pily

Konstrukce rámu a jednotlivých částí pily jsou převážně svařeny z tenkostěnných profilů. Samotný formátovací stůl je svařen z hliníkových profilů a následně opracován tak, aby splňoval požadavky. Pojezd formátovacího stolu je realizován pomocí tyčového vedení a pojezdových rolen. Dále jsou navrženy pohony, jak pro hlavní řezný kotouč, tak pro předřezový kotouč. Pohon hlavního kotouče je realizován pomocí 3 kW elektromotoru 1LA7 106 – 2AA. Výkon na řezný kotouč se přenáší pomocí dvou úzkých klínových řemenů SPZ - 710. Předřezový kotouč pohání elektromotor 1LA7 073 – 2AA o výkonu 0,55 kW pomocí drážkovaného řemene se 4 drážkami o délce 432 mm. Oba návrhy pohonů vycházeli z porovnání řezných parametrů pil konkurence. Byly zvoleny nejčastěji používané parametry (tab. 9.1). Takto navržené pohony se poté zkontrolovaly, zda jejich výkon bude dostatečný pro řez materiálem a zda odpovídá rychlost posuvu obrobku doporučeným hodnotám. Napínání řemenů je prováděno pomocí šroubů, které pohybují s motorem a tím se řemeny napínají.

Tab. 9.1 Základní řezné parametry navržené pily

Navržené hodnoty	Průměr D_h [mm]	Průměr D_p [mm]	Výkon P_h [kW]	Výkon P_p [kW]	Řezná rychlost hlavní v_f [$m.s^{-1}$]	Otáčky předřezu [min^{-1}]
	300	100	3	0,55	60	8960

Samotná kontrola proběhla tak, že se nejdříve vypočítala maximální řezná síla, kterou vyvine elektromotor. Potom se musela zjistit tvrdost dřeva, která má význam při opracování řezným nástrojem [19]. Pomocí metody sousledného frézování se vypočte maximální rychlost posuvu na zub a ta se potom porovná (tab. 9.2) s doporučenou rychlostí posuvu [12].

Tab. 9.2 Porovnání rychlosti posuvu na zub

Rychlost posuvu na zub f_z [$m.zub^{-1}$]	Doporučená rychlost posuvu	Vypočtená rychlost posuvu
	0,02 ÷ 0,1	0,02 ÷ 0,06

Zhodnocení

V této práci byla navržena formátovací pila, která splňuje všechna zadané požadavky. Jako je podmínka kolmého řezu a řezu pod libovolným úhlem do 45°. Nastavitelná hloubka řezu jak hlavního tak předřezového kotouče. Maximální hloubka řezu je 95 [mm]. Všechny posuvy a nastavování parametrů řezu jsou ruční. U návrhu formátovací pily byly provedeny výpočty a kontroly hlavních částí. V přiložené výrobní dokumentaci je pouze výkresy sestavy s kusovnicí a výrobní výkres hlavní hřídele. Ostatní výkresy nejsou k této práci přiloženy.

Použitá literatura

Monografické publikace

- [1] KŘÍŽ, R.: *Strojnické tabulky II. – Pohony*, Montanex Ostrava, 1997, 213 s., ISBN 80-58780-51-8.
- [2] DEJL, Z. : *Konstrukce strojů a zařízení I. – spojovací části strojů*, Montanex Ostrava, 2000, 255 s., ISBN 80-7225-018-3.
- [3] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*, Praha, SCIENTIA, 1999, 986 s., ISBN 80-7183-164-6.
- [4] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře-části spojovací*, Ostrava, skriptu VŠB-TU Ostrava, 2007, 90 s., ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů-spoje*, Ostrava, skriptu VŠB-TU Ostrava, 2002, 111 s., ISBN 80-248-0050-0.
- [6] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, Ostrava, skriptu VŠB-TU Ostrava, 2008, 72 s., ISBN 978-80-248-0878-9.
- [7] CHLADIL, J., HUMÁR, A.: *Teorie obrábění příklady a cvičení*, Brno, učební texty vysokých škol, 1991, 64 s., ISBN 80-214-0370-5.
- [8] GATES: *Katalog řemenových převodů*, 1999.

Internetové zdroje

- [9] SKF, *katalog kuličkových ložisek*, URL:<<http://www.skf.cz>>[cit. 2010-04-27]
- [10] SKF, *katalog kluzných ložisek*, URL:<<http://www.skf.cz>>[cit. 2010-04-27]
- [11] ALUNET, *výrobce hliníkových profilů*, URL:< <http://www.alunet.cz>>[cit. 2010-04-27]
- [12] PILANA, *web pilových kotoučů*, URL:<<http://www.skf.cz>>[cit. 2010-04-27]
- [13] TÝMA, *web katalog řemenů*, URL:<<http://www.tyma.cz>>[cit. 2010-04-27]
- [14] TÝMA, *web katalog řemenic*, URL:<<http://www.tyma.cz>>[cit. 2010-04-27]
- [15] SIEMENS, *katalog motoru*, URL:<<http://www.siemens.cz>>[cit. 2010-04-27]
- [16] MATIS, *web katalog vodících tyčí a podpěr*,
URL:<<http://www.matis.cz>>[cit.2010-04-27]

- [17] T.E.A. Technik, *web katalog pojezdových roln*,
URL: <<http://www.teatechnik.cz> >[cit.2010-04-27]
- [18] T.E.A. Technik, *web katalog výsuvných kloubových hřídelů*,
URL: <<http://www.teatechnik.cz> >[cit.2010-04-27]
- [19] *Fyzikální a mechanické vlastnosti dřeva*,
URL: < <http://wood.mendelu.cz/cz/sections/Props/?q=node/58> >[cit.2010-04-27]

Software

- [20] AUTODESK, Inc. *Autodesk Inventor Professional 2010*, verze 2010,
3D strojírenský parametrický CAD.
- [21] AUTODESK, Inc. *AutoCAD 2010*, verze 2010,
- [22] Microsoft Office, *Microsoft Office Exel 2007*

Seznam příloh

- P1. Výkres sestavy SLA358-SN2KIK01-01
- P2. Výrobní výkres SLA358-SN2KIK01-01-49
- P3. CD s úplným textem a výrobní dokumentací
- P4. Návrh hřídele předřezu v programu INVENTOR
- P5. Výpočet sil pomocí programu EXCEL